

고속전철의 실내소음특성에 관한 연구현황분석

State-of-the-Art on the Indoor-Noise Characteristics of High Speed Train

이우식^{*1}, 박철희^{*2}

Lee, Usik and Pak, Chol-Hui

ABSTRACT

A high speed train named Korean High Speed Train (KHST) with its maximum operating speed 350 km/h is now under development. For the successful design of a quiet and comfortable high speed train, it is important to understand the general features of the noise and vibration characteristics of high speed train. This paper reviews extensively collected materials on the noise and vibration characteristics of existing high speed trains. Based on the noise and vibration characteristics of TGV systems, a simple indoor-noise prediction rule is proposed for the TGV-type high speed trains such as KHST. The indoor-noise of KHST at 350km/h is expected to be larger than at least 71 dBA. Some important researches conducted for designing KHST during last two years under the G-7 project are also briefly introduced at the last part of this paper.

Keywords : High Speed Train(고속전철), Indoor-Noise(실내소음), Vibration(진동),

Structure-borne Noise(구조전달소음), Air-borne Noise(공기전달소음), Rolling Noise(구름소음)

1. 서론

선진국의 고속전철기술은 현재 500 km/h이상의 시험속도를 달성할 정도로 눈부시게 발전하고 있으나, 우리의 경우 전반적으로 재래식 철도 기술 수준에 머물러 있는 실정이다. 최근에는 프랑스의 고속전철 TGV의 기술을 도입하여 300 km/h급 경부고속전철(TGV-K)을 건설하고 있으며, 이와 병행하여 우리나라의 고속전철기술 자립화를 위해 350 km/h급 한국형 고속전철(KHST)을 자체개발하기 위한 연구개발사업[1]이 현재 진행 중에 있다.

TGV의 발전과정(Table 1)을 통해서도 알 수 있듯이, 고속전철의 초고속화는 견인력의 향상, 차량의 안정성 향상, 경량화 기술 및 설계기법 등의 발전에 힘입어 현실화되고 있음을

알 수 있으나, 상용화 과정에서 주요 장애문제로서 남아 있는 것이 바로 진동소음 문제이다. TGV 시험차량의 경우 개활지에서 객차의 실내소음은 주행속도 300 km/h에서 66 dB(A), 360 km/h에서 71 dB(A)이다[3]. 그러나, KHST에서는 객차의 실내소음 목표치를 350 km/h에서 66 dB(A)로 설정하고 있다. 결국 350 km/h KHST를 성공적으로 개발하기 위해서는 300 km/h급 TGV-K와 비교하여 최소 5 dB(A)이상 실내소음을 추가로 저감시킬 수 있는 기술이 마련되어야 한다.

고속전철 진동소음은 차량시스템의 특성과 주행환경에 따라 다양하게 변화한다. 따라서, 효과적인 진동소음 저감기술과 대책을 마련하기 위해서는 고속전철 진동소음의 전반적인 특성에 대한 이해와 다양한 진동소음원에 대한 세심한 경향분석이 사전에 요구된다. 따라서, 본 논문에서는 선진국 고속전철의 진동소음 특성에 관한

*1 정회원, 인하대학교 기계공학과 교수

*2 정회원, 인하대학교 기계공학과 명예교수

Table 1 Development History of French High Speed Train TGV[2]

구 분	1 세 대		2 세 대			3 세 대	4 세 대
	TGV-SouthEast	TGV-Atlantic	TGV-Reseau	Eurostar	Thalys	TGV-Duplex	TGV-NG
운 행 구 간	남동 노선 파리-리용	대서양 노선 파리-보르도	북부-파리- 남서/남동부	런던-파리/ 런던-브르셀	국제노선	남동노선 (2층열차)	차세대 TGV
생 산 기 간	1978-85	1989-92	1992-96	1993-95	1997-98	1995-97	1997
속 도	상업	270km/h	300km/h	300km/h	300km/h	300km/h	360km/h
	시험	408km/h	515km/h	350km/h			
무 게 (축 중)	17 ton						
차 체 재 질	Steel				Steel	AL Alloy	N/A
주 요 기 술	▶ Articulated Trainset						
	▶ Wheel Skid Prevent.(Adhesion항상)/Braking System/Pantograph						
	▶ Air-Pressure-Tight						
	▶ New Materials & Design						

된 자료를 분석하여 간략하게 소개하고, 이를 바탕으로 TGV형 고속전철의 실내소음 예측식을 소개한 후, 한국형 고속전철개발을 위해 수행되어온 G-7연구과제의 몇몇 주요 연구내용을 소개하고자 한다.

2. 고속전철소음의 분류 및 특성

고속전철소음은 차량 외부소음과 실내소음의 두 가지로 크게 나누어 생각할 수 있다. 외부소음은 철도주변에 대한 환경소음 차원에서 주로 다루어지는 반면 실내소음은 승객에게 쾌적한 승차환경을 제공하기 위한 차원에서 다루어지고 있다. 두 소음은 많은 경우 동일한 소음원에 기인하기 때문에 두 소음문제는 별개의 문제가 아니다. 외부소음 문제는 대부분 방음벽 설치를 통해 해결하고 있는 반면에 실내소음 문제는 보다 까다로운 소음저감기술을 필요로 한다. 따라서, 선진국들은 그동안 축적해온 실내소음저감기술에 대한 데이터와 노하우를 지적재산의 보호차원에서 쉽게 공개하지 않는 것이 현 추세이다.

2.1 주요 소음원과 소음지수

고속전철소음은 각종 기계장치로부터 발생하는 기계소음, 바퀴와 레일에서 발생하는 구름소음,

공기역학적으로 발생하는 공력소음, 그리고 교량 등의 구조물진동을 통해 발생하는 구조소음 등으로 구분할 수 있다. 고속전철소음과 주행속도와의 관계는 일반적으로 다음과 같이 소음지수 α 를 이용하여 나타내고 있다.

$$[SPL(dB)]_v = [SPL(dB)]_{v_0} + 10\text{Log}(v/v_0)^\alpha \quad (1)$$

여기서, $[SPL(dB)]_v$ 는 주행속도 v 에서의 SPL(dB), $[SPL(dB)]_{v_0}$ 는 주행속도 v_0 에서의 SPL(dB)를 표시한다.

일반적으로 기계소음의 크기는 주행속도에 비례하고 구름소음과 공력소음은 주행 속도의 3승과 6승에 각각 비례하는 것으로 알려져 있다. 그러나, Table 2로부터 알 수 있듯이 각 소음도와 주행속도와의 관계는 고속전철 종류에 따라 얼마간 차이가 있음을 알 수 있다. 일본 신칸센의 경우 구조소음은 70~75 dB(A) 정도이고 270 km/h이상에서 기어(gear)소음이 구름소음보다 커지는 것으로 알려져 있다. TGV의 공력소음 가운데 특별히 차량상부에서 발생하는 공력소음의 지수는 동력차의 경우 8~8.7이고 객차의 경우 7로 측정되었다[3].

구름소음은 유럽철도의 경우 바퀴소음이 지배적인 반면 신칸센은 레일소음이 지배적인 것으로 알려져 있다. 바퀴와 레일의 상태에 따라 구름소음의 크기가 12 dB(A)이상까지 차이가 나는

Table 2 고속전철에 따른 주요소음원별 소음지수[5, 6, 8]

고속전철	독 일		일 본 신칸센	프랑스 TGV	
	ICE	TR-07		동력차	객차
기계소음	1	2.7~3	4~5	N/A	N/A
구름소음	3(저속): 3.8(350km/h)	없 음	2	3	
공력소음	6 (dipole음원)~ 8 (quadrupole음원)	8 (유동박리) 8~9(난류경계층)	8	3 (<300km/h) 7~7.5(>350km/h)	3 (<300km/h) 8 (>350km/h)

것으로 알려져 있다. 바퀴와 레일이 없어 공력소음이 지배적인 독일의 자기부상열차의 전체적인 외부소음지수는 6정도으로써 공력소음 특성이 지배적임을 나타내고, 독일의 ICE는 160 km/h 이하에서는 3으로서 기계소음 특성이 그리고 288 km/h 이상에서는 6으로서 공력소음이 지배적이다. 한편 신칸센의 경우 200 km/h 이하에서 소음지수가 2~3인 것으로 조사되었다.

2.2 측정위치의 영향

고속전철의 외부소음은 일반적으로 선로중심으로부터 25 m 거리, 레일상면으로부터 1.2 m의 높이에서 측정한다. 그러나 측정위치가 달라지면 외부소음 측정치도 고속전철 종류에 따라 변하게 된다. 자기부상열차의 경우 속도구간 100~400 km/h의 주행시험에서 외부소음 측정거리를 2배로 증가하면 4.5 dB(A)가 감소한다[6]. 이는 자기부상열차의 경우 점음원(6dB감소)과 선음원(3 dB감소)의 중간 정도의 음원으로 모델링해야 함을 의미한다. 그러나, 다른 독일철도의 경우 15~100 m 거리범위에서 측정위치를 2배로 증가시키면 5 dB(A) 감소하고, 25 m거리에서 측정높이를 3.5 m에서 1.3 m로 낮추면 외부소음 측정치가 2 dB(A)정도 감소하는 것으로 알려져 있다[7].

2.3 소음원별 기여도

고속전철소음은 저속에서는 구름소음이 지배적이나 속도의 증가에 따라 공력소음이 점차 커

져 일반적으로 280 km/h 이상에서는 전체소음에서 공력소음이 가장 지배적이다. TGV의 경우 250 km/h에서 소음기여도 순위는 구름소음(85)-차체 공력소음(84)-판토 공력소음(77)순서이나 300 km/h 이상에서는 차체 공력소음-구름소음-판토 공력소음 순서로서 공력소음의 비중이 커진다. 신칸센의 경우 방음벽이 설치된 8~10 m 높이의 고가도 스투브 궤도를 주행할 때 25 m 거리에서 측정한 소음원별 기여도는 300 km/h 이상에서 차량상부의 공력소음과 판토그래프의 공력소음이 바퀴/레일/기어소음보다 커지는 것으로 알려졌다[10].

2.4 소음원의 주파수 특성

TGV의 경우 구름소음은 주로 1 kHz 이상에서 바퀴의 진동방사모드에 의한 고주파 소음이 지배적이고, 레일소음은 0.1-1 kHz, 레일과 바퀴간의 접촉소음은 주로 1 kHz 이상에서 발생하는 것으로 조사되고 있다. 반면에 난류층에 의한 공력소음은 비교적 광대역 주파수에 걸쳐 분포하고 있다. 25 m 거리에서 측정된 독일철도 외부소음의 주파수 특성은 주행속도의 증가에 의해 주로 500 Hz 이상의 주파수 성분이 증가하고 있음이 발표되었다[6-8].

3. 고속전철 실내소음특성

고속전철 실내소음원은 크게 네 가지로 분류할 수 있다. 첫째는 에어컨과 같은 차량 내부시설이나 장치에서 발생하는 자체소음이다. 둘째는

외부소음이 공기를 통해 차체벽을 투과하여 차실내로 들어오는 공기전달소음(airborne noise)이다. 셋째는 난류경계층, 유동박리 등에 의해 유체압력 변동이 차체벽에 작용하여 발생하는 공력소음(aerodynamic noise)이다. 마지막으로 차륜 등을 통해 전달되는 구조진동에 의해 방사되는 구조전달소음(structure-borne noise)이다. 고속전철에 따라 각 소음원의 특성이 다르다. 구조진동소음은 일반적으로 저주파수대역 소음으로 알려지고 있으며, 40~200 Hz 구간에서 요소음이 되고 있다[11, 12]. 공기전달소음은 앞에서 다룬 외부소음원의 특성에 의해 거의 지배되며, 이태리 ETR 500의 경우 250 km/h로 주행시 500 Hz 부근에서 구름소음 성분이 크게 나타나고 160 Hz 부근에서는 의자간격에 의한 음향공진소음이 나타난 것으로 보고하고 있다[11].

3.1 실내소음 기준

철도 및 고속철도의 실내소음에 대한 통일된 규정은 대부분의 국가에서 아직 명확히 정착되어 있지 않다. 미국의 APTA(American Public Transit Association)의 철도 실내소음 설계기준은 평지에서 75 dB(A)이하, 터널에서 80 dB(A)이다. 미국철도의 경우 실내소음은 일반적으로 65~105 dB(A) 사이이고 주행속도의 1.5~4.0승에 비례하는 경향을 보이며 바퀴/레일상태에 따라서 10~15 dB(A) 정도 증가한다[13]. TGV의 실내소음 측정치를 살펴보면 300 km/h로 주행하는 상업차량(동력차 2량 및 객차 10량 편성)의 경우 66 dB(A)이고, 4량의 객차로 편성된 시험차량의 경우에는 360 km/h에서 71 dB(A), 480 km/h에서 80 dB(A)이다[3]. TGV의 실내소음은 300 km/h 이상에서 주행속도의 7승에 비례하여 Table 2에서 살핀 바와 같이 공력소음 특성이 실내소음에도 강하게 반영되고 있음을 추정할 수 있다. 참고로, 독일 고속전철의 경우[7] 60~200 km/h 속도구간에서 주행속도가 2배 증가할 때 실내소음이 약 9 dB(A) 증가하고, 터널 통과 시에는 5 dB(A) 정도 증가한다. 일본

STAR-21[14]의 경우 터널에서의 외부소음투과로 인해 315 km/h에서 목표치 65 dB의 달성에 실패한 바가 있음도 실내소음저감 연구에 참고될 수 있다.

3.2 대차 및 동력방식의 영향

비관절대차의 경우 구조적으로 대차와 바퀴를 감쌀 수 있으므로 외부소음의 저감에는 유리하나 차 실내소음에는 불리하다. 그러나 TGV와 같은 관절대차의 경우에는 대차수가 감소하므로 객차 실내소음에 유리하다. 동력방식의 하나로서 TGV의 동력집중식은 운전실 소음에 불리하나 객차 실내소음에는 유리하다. 그러나 동력분산식의 경우에는 객차하부의 각종 추진장치에 의해 객차 실내소음에 불리하다는 일반적인 주장이 있다.

3.3 실내소음의 주파수 특성

고속전철 실내소음의 주파수 특성은 다양한 소음원의 주파수 특성에 기인한다. Table 3은 TGV가 300 km/h로 주행시의 실내소음과 대차 하부 소음에 관한 것이다[14].

Table 3 TGV의 실내 및 대차하부 소음에 대한 공력(A) 및 구름(R) 소음의 기어 분포도

주파수 대역(Hz)	63~100	125	160	200~500	630~1K	1.25K~
실내소음	A	R	A	A + R	A + R	R
대차하부 소음	A		A + R		A	A + R

200 Hz~1 kHz 사이에서는 공력소음 이외에 레일/바퀴로부터의 가진력이 차체구조진동을 유발하여 발생시키는 구조전달소음이 실내소음을 구성하고, 1.25 kHz 이상에서는 바퀴의 진동모드방사(Table 3)에 의한 구름소음이 공기전달소음 형태로 직접 차실내로 투과되는 것으로 이해된다. 160 Hz 대역에서는 구조진동유발소음과

구름소음의 차실내 투과량보다는 공력소음의 비중이 지배적이며, 125 Hz 대역에서는 오히려 구조전달소음이 지배적임을 알 수 있다. 100 Hz 이하에서 공력소음이 실내소음을 지배하는 것으로 보아, 300 km/h로 고속주행시 저주파수 영역에서는 구조전달소음 등은 전체 소음도에 중요하지 않음을 추정할 수 있다(Table 4).

Table 4 TGV 실내소음의 주파수대역별 주요소음원

주파수 대역(Hz)	63~100	125	160	200~1K	1.25K~
구조전달소음		✓		✓	
공력소음	✓		✓	✓	
공기전달소음					✓

그러나, 300 km/h급 TGV의 경우와는 달리, 200 km/h 이하의 일반철도 실내소음은 일반적으로 200 Hz 이하에서는 구조전달소음, 200 Hz 이상에서는 공기전달소음이 지배적이다[7]. 이는 일반철도의 경우 공력소음의 실내소음에 대한 기여도가 저주파수 대역에서 다른 소음원에 비해 상대적으로 작기 때문인 것으로 판단된다.

3.4 TGV형 고속전철의 실내소음 예측

개활지 25 m거리에서 측정한 A-보정 외부소음을 살펴보면(Fig. 1), 300 km/h에서 360 km/h로 주행속도가 증가할 때 전 주파수 대역에서 소음도가 고르게 증가한다. 그러나, 전체 외부 소음도에 기여하는 소음 스펙트럼은 대체로 300 km/h에서 500 Hz에서 5 kHz사이에 분포하고 360 km/h에서는 250 Hz에서 5 kHz사이에 분포하고 있음을 알 수 있다. Table 4로부터 실내소음에 영향을 주는 구조전달소음의 주요 주파수 대역이 200 Hz 이상이고, 주행속도에 따른 TGV 차량의 외부 소음도가 Table 5과 같이 주어지며[3], TGV 차량 6면의 투과손실계수(TL)가 200 Hz 이상에서는 200 Hz에서의 TL값보다 큰 값을 갖고 있다[15]는 사실들을 근거로 하여

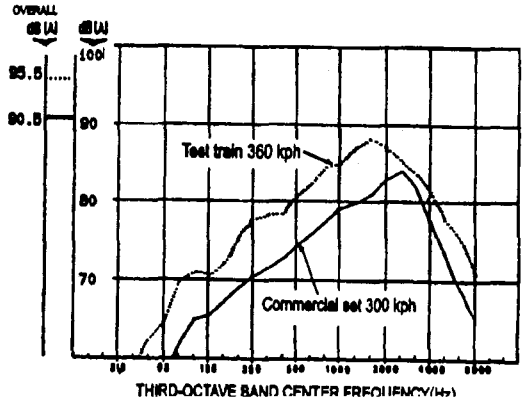


Fig. 1 TGV의 A-보정된 외부소음 스펙트럼

Table 5 TGV의 주행속도 및 차량별 외부소음도[3]

차량구분	주행속도(km/h) [음압레벨 dB(A)]		
	100 ~ 300	300-325	325-480
객차	71.5 + 32LogV/100		58 + 61LogV/100
앞동력차	78 + 28LogV/100		57 + 75LogV/100
뒤동력차	78 + 28LogV/100		55 + 73LogV/100

다음과 같은 간단한 실내소음 예측식을 제시할 수 있다[15].

$$\text{실내소음[dB(A)]} \approx 54 + 70\text{Log}(V/100) - \text{Min}[TL(\text{dB}) \text{ at } 200\text{Hz}] \quad (2)$$

Table 6은 TGV 차량의 6면 부위의 TL값중 200 Hz에서의 최소값인 21.5 dB를 사용하여 예측한 실내소음과 실측된 실내소음을 비교한 것이다. 제안된 예측식에 의하면 350 km/h에서의 실내소음은 70.6 dB(A) 정도로 예상된다.

Table 6 TGV 실내소음 예측식의 정확성

주행속도 (km/h)	300	360	400
예측값[식(2)] dB(A)	66	71.5	80.2
실측값 [3] dB(A)	65.9	71	80

3.5 터널 통과시의 실내소음 특성

터널 통과시 실내소음의 특성변화에 대한 자료는 비교적 적은 편이다. 신간선의 경우[16], 터널의 직경은 9 m이고 터널내에 형성되는 압력파장은 17 m로서 압력파는 거의 1차원적으로 전파되며 압력파의 에너지는 주로 20 Hz이하의 저주파수 대역에 분포되어 있는 것으로 보고되고 있다. 독일철도의 경우[7], 200 km/h로 발라스트 궤도 터널을 주행할 때 실내소음이 약 10dB(A) 증가한다. 이 경우, 소음증가는 저주파수 대역에서의 구조전달소음보다는 중·고주파수 대역의 공기전달소음에 의한 것으로 설명하고 있다.

4. 고속전철의 구조진동특성

고속전철 차체구조진동은 40 Hz 이하에서는 승차감에 영향을 줄 수 있으나 대부분의 승차감은 레일-바퀴-대차(현가장치)-차체에 이르는 전체 차량 시스템의 동력학적 특성에 의해 좌우되므로, 차체구조진동은 구조전달소음에 미치는 영향에 그 중요성을 두어야 한다. 차체구조진동은 레일/바퀴로부터 전달되는 다양한 진동원에 의해 발생하므로 구조전달소음의 특성도 이들에 의해 좌우된다.

첫째로, 침목과 침목, 대차 축과 대차 축, 대차와 대차사이의 간격[d(m)]등과 같은 기하학적 파라미터에 의해 결정되는 가진 주파수로 가진되는 주기성 가진이 있다. 이때 가진 주파수는 f (Hz) = 주행속도 v (km/h)/(3.6d)로 주어진다 [17]. 침목 간격 0.6 m[12]에 기인한 가진 주파수는 300~350 km/h 구간에서 대략 135~165 Hz이다. 두번째로, 바퀴와 레일면의 비균일성에 의한 가진으로서 이는 가장 보편적인 가진원의 하나이다[12]. 이 경우 가진 주파수는 비균일부위에서 거칠기의 파장 λ (m)에 의해 결정되며 f (Hz)=주행속도 v (km/h)/(3.6 λ)로 주어진다. 가진 주파수 200 Hz~5 kHz에 해당하는 거칠기 파장

의 범위는 300 km/h에서 42~1.6 cm, 350 km/h에서 48~1.9 cm이다. 세번째로, 발라스트 트랙의 스프링 특성과 레일/바퀴의 질량에 의해 결정되는 레일/바퀴-트랙 공진으로서 공진주파수는 대략 66 Hz이다[12, 16]. 트랙의 최소 굽힘파동속도는 1200 km/h 이상이기 때문에 초음속 Mach-cone 효과에 의한 가진원은 무시할 수 있다[12]. Table 4를 살펴볼 때, TGV의 실내소음에는 침목 통과 주파수에 해당하는 1/3 옥타브 중심 주파수 125 Hz 대역의 구조전달소음과, 바퀴와 레일의 비균일성에 의한 200 Hz 이상의 구조진동소음 성분이 존재하는 것으로 판단된다. 참고로, 1.25 kHz 대역에 존재하는 구름소음 성분은 바퀴의 공진모드에 의한 방사소음으로 추정된다.

5. 실내소음 저감대책의 방향

350 km/h급 한국형 고속전철 KHST가 TGV-K를 근간으로 하여 개발된다는 전제하에, Table 7의 실측결과와 이상에서 언급한 프랑스 TGV의 각종 소음특성을 종합하여 KHST의 실내소음을 저감하기 위한 대책의 방향을 Table 7에 요약하였다. 그러나, TGV-K와는 달리 KHST는 객차의 차체재료가 알루미늄재이기 때문에, 재료변화에 따른 구조진동특성의 변화, TL값의 변화, 구조진동소음 방사성능의 변화 등이 추가적으로 고려되어야 할 것이다.

주행속도가 350 km/h로 증가할 때 예상되는 추가적인 공력소음의 투과를 효과적으로 차단하기 위하여, 본 논문에서 제안한 식(2)의 실내소음 예측식에서 가장 중요한 변수로 작용하고 있는 200 Hz에서의 최소 TL값을 확보하기 위한 흡차음재의 개발과 설계기술이 필요하다. 또한, 중·고주파수의 광대역에 걸쳐 실내소음의 증가에 기여하는 구조전달소음의 저감을 위해서 구조진동방사소음을 최소화하기 위한 구조설계 및 방진/진동감쇠 기술의 마련이 요구된다.

Table 7 한국형 고속전철의 소음원별 및 주파수대역별 실내소음 저감대책

1/3옥타브중심주파수(Hz)		63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1K	1.25K	1.6K	2K-		
주요 실내소음 전달경로		AE			SB	AE	SB + AE								AB				
소음원 부위 및 소음저 감방안	레일 (-0.2-0.0)				MT/ID		MT/ID									MT/TL			
	바퀴 (0.0-1.0)														MT/ID	SD/TL			
	차체하부(1.0-1.7)						SS/TL												
	차체 객차	창문(1.7-2.5)				SS/TL													SS/TL
		벽면(2.5-3.5)																	
	동력 차	루베(1.7-2.5)				AD/TL													AD/TL
		그릴(2.5-4.0)														AD/TL			
	지붕	객차(3.5-)														AD/TL			
동력차(4.0-)															AD/TL	AD/TL			
판도그래프 (4.9)																		AD/TL	

AE = Aerodynamic Noise AB = Air-Borne Noise MT = Maintenance
 AD = Aerodynamic Design for Noise Minimization ID = Isolation/Damping SB = Structure-Borne Noise
 SD = Structural Design for Noise Minimization SS = Smooth Surface TL = Transmission Loss

6. 한국형 고속전철의 진동소음해석 및 저감기술 개발 연구

한국형 고속전철 개발사업의 일환으로서 “고속전철 진동소음해석 및 저감기술 개발” G-7 연구과제가 1996년 12월부터 지난 2년간 수행되었다. 이 연구과제에서 다루어진 주요 연구내용은 다음과 같다.

- 선진국 고속전철의 진동소음특성
- 고속전철 차체 구조진동
- 고속전철 차체 구조진동유발소음
- 고속전철 차량 실내소음의 실험해석기법
- 고속전철 공조시스템 소음
- 고속전철 흡/차음재 설계해석

본 연구과제에서 도출된 몇몇 연구결과를 요약하여 소개하면 다음과 같다[1].

고속전철 차체구조의 동특성 예측과 개선을 위해 객차와 동력차에 대한 유한요소모델을 ANSYS를 통해 구축되었으며 주파수응답합성법 성법을 활용하여 흡진재 등의 부착에 따른 재해석을 용이하게 수행할 수 있는 방법이 고안되었

다. 또한, 복잡한 차체바닥구조의 진동유발소음을 보다 용이하게 예측하기 위해 차체바닥구조를 균질화된 등가적인 이방성 평판으로 치환하기는 방법이 고안되었고, 구조진동에 의해 방사되는 음향파위의 크기를 음향저항행렬을 직접 실측하여 예측하기 위한 실험기법이 구축되었다.

실측된 고속전철 외부소음특성과 실내음향특성 그리고 각 차체 부위의 투과손실계수를 이용하여 차량 실내소음을 예측하기 위한 기법이 개발되었으며, 차체부위의 다양한 형태의 다층복합구조에 대한 투과손실계수를 예측하고 이를 설계과정에 활용하기 위한 설계해석기법이 연구되었다.

후기

본 연구는 1997년도 및 1998년도 건설교통부/산업자원부/과학기술부의 선도기술개발사업인 “고속전철기술 개발사업”의 일환으로 수행된 연구결과의 일부분임.

참고문헌

1. 한국고속철도건설공단, 1997, 고속전철 시스템 통합 및 총괄, 고속전철기술개발사업(과제번호 I-0-0) 1차년도 연차보고서.
2. Coget, G., 1993, Proc. Int. Conf. Speedup Tech. Railway Maglev Vehicles, Yokohama, Japan, pp259-264.
3. Mauclaire, M. B., 1990, InterNoise'90, pp371-374.
4. Raoul, J. C., 1997, Scient. Amer, pp68-73.
5. Barsikow, B. and Muller, B., 1993, Proc. Int. Conf. Speedup Tech. Railway Maglev Vehicles, Yokohama, Japan, pp49-54.
6. Schmitz, K. P., 1993, Proc. Int. Conf. Speedup Tech. Railway Maglev Vehicles, Yokohama, Japan, pp33-38.
7. Stuber, C. (1975), J. Sound Vibr., Vol. 43, No. 2, pp281-289.
8. King III, W. F., Mackrodt, P. A., and Pfizenmaier, E., 1993, Proc. Int. Conf. Speedup Tech. Railway Maglev Vehicles, Yokohama, Japan, pp65-6
9. Pallas, M. A., Schmitz, K. P., Barsikow, B., Fodiman, P. and Holzl, G., 1994, WCRR'94, Paris, pp377- 383.
10. Moritoh, Y., Zenda, Y. and Nagakura, K., 1996, J. Sound Vibr., Vol. 193, No. 1, pp319-334.
11. Bracciali, A. and Pellegrini, C., 1997, WCRR'97, Firenze, Italia.
12. Heckl, M., Hauck, G. and Wettschureck, R., 1996, J. Sound Vibr., Vol. 193, No. 1, pp175-184.
13. Nelson, P. M., 1987, Transportation Noise Reference Book, Butterworths, London
14. Yoshikawa, T., 1993, Proc. Int. Conf. Speedup Tech. Railway Maglev Vehicles, Yokohama, Japan, pp270-274.
15. 인하대학교, 1998, 고속전철 진동소음해석 및 저감기술개발, 고속전철기술개발사업(과제번호 II-1-5) 2차년도 연차보고서.
16. Liang, M., Kitamura, T., Matsubayashi, K., Kosaka, T., Maeda, T., Kudo, N. and Yamada, S., 1994, J. Low Freq. Noise Vibr., Vol. 13, No. 2, pp39-47.
17. Krylov, V. V., 1996, J. Acoust. Soc. Am., Vol. 100, No. 5, pp3121-3134.
18. van der Toorn, J. D., Hendricks, H. and van den Dool, T. C., 1996, J. Sound Vibr., Vol. 193, No. 2, pp113-121.