

# 한국형 고속전철 감속구동장치 개발 및 성과

## Results of R&D for Drive Train System of Korea High-Speed Train

차수덕\*  
Cha, Soo-Deok

김용기\*\*  
Kim, Yong-Kee

이민수\*\*\*  
Lee, Min-Soo

### ABSTRACT

Research and development project for the gearboxes of Korea High Speed Train is being run as one of the "G7 Project" to achieve the Technical Independency in the area for the High Speed - High Load Gearboxes. Executing this project, we domesticated the technologies for Design, Analysis, Manufacturing and Testing. Acquired high-technologies can be applied not only to the Rolling Stocks, but also to other Industrial Areas including the Cars and Aerovehicles. The prototypes had been tested on the roller rig and are being tested on the railway.

### 1. 서론

고속전철 대차용 감속구동장치는 전동기의 동력을 차량의 최적 운전 조건으로 변경하여 차륜에 전달하는 역할을 하는 주요 구성품으로서 고속 주행성, 승차감, 차체의 수명 및 차량 안정성에 영향을 끼치는 핵심부품이다. 이러한 고속용 감속구동장치의 주요부품은 해외전문업체에서 원천 기술을 보유하고 있으며, 기술 이전을 회피하므로, 다이모스(주)의 독자적 기술 개발을 통하여 독자 개발능력을 보유함으로써 향후 국내 고속 전철 수요에 대응하고 수출 산업으로 기반을 확립하고자 연구 개발을 시작하였다.

경부 고속전철의 최대 속도가 시속 300km인데 비해 한국형 고속전철은 최고 시속 목표가 350km이며, 순수 국내 기술로 연구·개발의 모든 과정을 수행하였다. 이 과정을 통해 고속전철 대차용 감속구동장치 설계·해석·제작·시험에 필요한 고급 기술을 확보하였고, 요소 부품의 국내 개발을 통해 고속 / 고 부하 기어박스의 수입대체효과 및 독자 모델 수출의 발판을 마련하였다.

G7 과제로 수행된 본 과제는 기본 개념 설계, TGV 역해석, 상세 설계, 생산 설계, Prototype 제작, 성능 시험, 시운전품 제작이 진행되어 현재 실차 시운전이 성공적으로 진행 중이다.

### 2. 본론

#### 2.1 기본 설계 개념 및 설계 요구조건 설정

가. 대차용 감속구동장치와 관련하여 출원된 특허자료 조사 - 총 32건

나. 외국 고속전철의 대차용 감속구동장치 특성 파악

TGV, ICE, 신간선의 대차용 감속 구동장치의

- Lay-out, 구성상 특징 파악

- 설계시 고려사항 파악

\* 다이모스(주) 기술연구소 선임연구원, 정회원

\*\* 다이모스(주) 기술연구소 책임연구원, 비회원

\*\*\* 다이모스(주) 기술연구소 연구원, 비회원

## 2.2 감속장치 설계

### 가. 시스템 구성

- (1) 경량화 구조
- (2) 전동기에 전달되는 충격 최소화 구조
- (3) 리액션 아암에 의한 하중 흡수 및 안전 링크 구비
- (4) 케이스 냉각팬 : 오일에 의한 온도 상승 방지
- (5) 케이스 내부 구조 설계

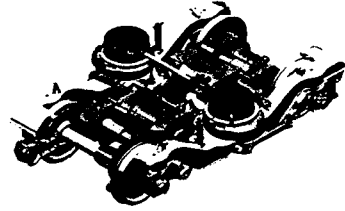


Fig. 1. Drive Train System of KHST

### 나. 대차용 감속구동장치 요소설계

- (1) 1차 감속장치 Case 설계
  - 인터페이스 검토 : 견인전동기와의 접합부위는 TGV와 동일제원으로 설계
  - 설계 검증 : FEA, 케이스 형상 변경에 따른 강도상 영향검토

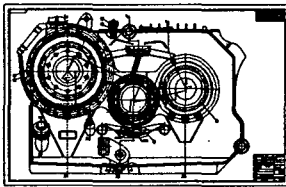


Fig. 2. DWG of MRU

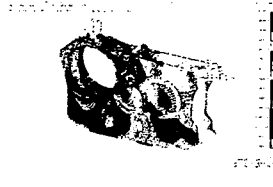


Fig. 3. Stress under Bearing Load

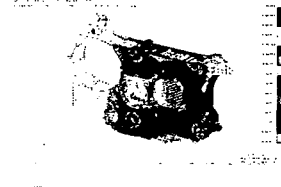


Fig. 4. Stress under Thermal Load

Table 1. Static Analysis Results

하중 조건	최대 등가 응력 [MPa]	최대 주응력 [MPa]	최대 변형량 [mm]
베어링 반력	25.5	27.6	0.0716
온도(105℃)	177	60.9	1.09

Table 2. Vib. Analysis Results

1st 모드	405.2 Hz
2nd 모드	482.2 Hz
3rd 모드	544.1 Hz
4th 모드	561.9 Hz

### (2) 2차 감속장치 Case 설계

- 설계 검증 : FEA, 케이스 형상 변경에 따른 강도상 영향 검토
- 소재 : KTX용 소재인 GE230N을 개발하여 적용 (신용향상)

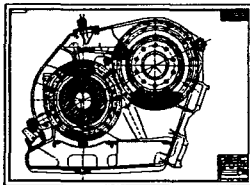


Fig. 5. DWG of AGB



Fig. 6. Stress under Bearing Load



Fig. 7. Stress under Thermal Load

Table 3. Static Analysis Results

하중	최대응력 [MPa]		최대변위 [mm]		
	등가응력	주응력	반경방향	원주방향	축방향
베어링 반력	16.0	7.3	0.06	-0.08	-0.03
온도	50.0	52.2	1.03	0.84	-0.49

Table 4. Vib. Analysis Results

1st 모드	455.1 Hz
2nd 모드	670.2 Hz
3rd 모드	706.5 Hz
4th 모드	891.5 Hz

### (3) 기어 설계

- 입력 조건 : GEAR, SHAFT, BEARING의 형상 및 하중자료

- TRANSFER MATRIX 방법을 이용하여 축 변형량과 BEARING 강성을 계산하여 치형 수정

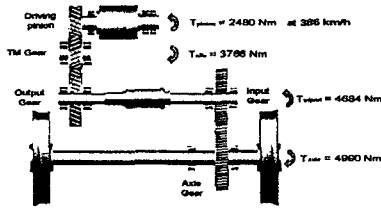


Fig. 9. Rotating dir. & Torque

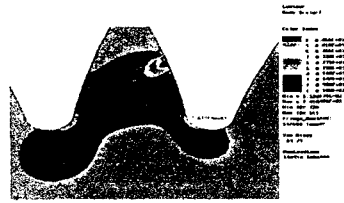


Fig. 8. Stress Analysis of Gear

(5) 시스템 정하중 해석

① 설계모델 해석 수행 (with ROMAX DESIGNER v1.71)

- 하중조건 : KHST Spec.의 서울~부산 주행시물레이션 참조
- 평균하중 : 평균출력 510.1kW, 평균속도 304.1KPH, 총주행시간 39464.4 hr (60만km/년, 20년)
- 정하중 해석 : 각 축에 작용하는 힘, 모멘트, 축치짐량, 축응력, 기어 변위 해석

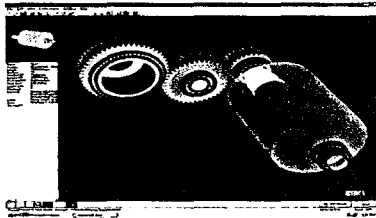


Fig. 10. Model of the MRU for Static Analysis

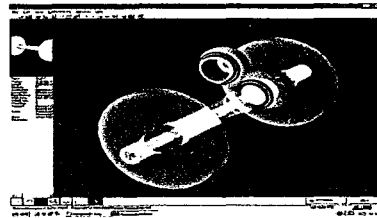


Fig. 11. Model of the AGB for Static Analysis

② 해석 결과

- 1차감속장치 결과 : KHST와 TGV-K가 거의 차이가 없음
- 2차감속장치 결과 : KHST결과가 TGV-K보다 약간 우수

(5) 시스템 진동 해석

① 설계 방안 : 동력전달축의 위치 및 주변부품과의 Clearance, 기어박스와의 부착방법, 조인트 각도 등을 고려하여 설계

② 시스템의 위험 회전속도 파악, 불평형 또는 형상오차에 의한 진동영향 예측

③ 해석 결과

- 회전축의 위험속도 : 운전속도에 비해 상당히 큼 ( $\omega/\Omega \gg 1$ )
- 기어 잇수에 대한 고유진동비(횡방향) : 공진 발생치 않음 ( $\omega/n\Omega \ll 1$ )

(6) 베어링 수명 해석

- 최대토크 작용시를 기준으로 계산
- TGV 베어링의 공용성 고려 : 내·외경 TGV와 동일
- 수명 계산 : 요구 수명 = 60만km/년, 20년(1,200만 km)

2.3 성능시험 및 평가기술 개발

가. 감속구동장치 성능시험 및 평가기술

- (1) 부품 성능 시험 항목 및 기준 조사
- (2) 시운전 성능 시험 및 평가

나. 감속구동장치 성능시험 (Prototype)

- (1) 단품 시험 및 평가
  - (가) 기어 강도 시험

① 시편 피로 강도 시험

- 시험조건

- 시험온도 : 상온 대기중
- 하중형식 : 회전굽힘
- 하중파형 : 정현파 (Sinewave)
- 하중주파수 : 25Hz (1,500 rpm)
- 하중비 :  $R = -1$

- 기울기 및 피로강도

- 열처리전 :  $-0.083, 382.59\text{Mpa}$
- 열처리후 :  $-0.052, 591.15\text{ Mpa}$

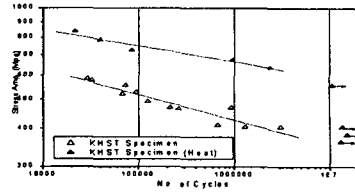


Fig. 13. Fatigue Test Results of the Specimens - before v.s. after Heat Treatment

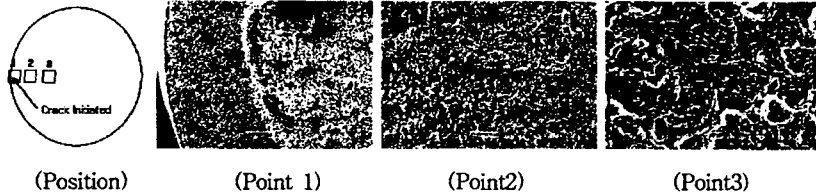


Fig. 14. SEM Photo of the Specimen (x1000)

② 실물 피로 강도 시험

㉗ 기어 실물 피로 강도 시험

- 시험 장비 : ESH 유압식 굽힘 피로시험기 (동적 하중  $\pm 500\text{ kN}$  부과 가능)

㉘ 2차 감속구동장치 input 기어의 실물 피로시험 결과

- 하중비 :  $R = 0$
- S-N 선도 경사부의 기울기(Slope b1) :  $-0.055$
- 최대하중에 대한 비파괴반복하중  $N=3 \times 10^6$  의 피로한도 : 약  $200\text{kN}$  (설계 하중 :  $64\text{ kN}$ )

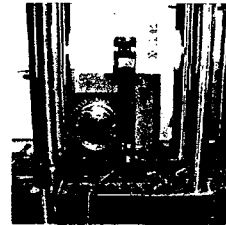


Fig. 15. Test Rig

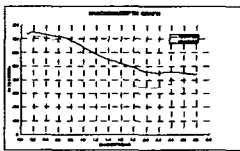


Fig. 16. Hardness Distribution through Depth

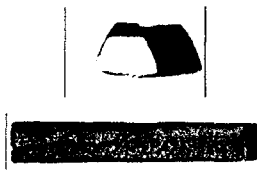


Fig. 17. Broken Tooth - Fatigue Caused

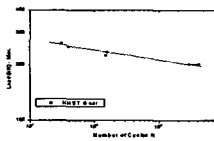


Fig. 18. Fatigue Test Result

(2) 조립품 시험 및 평가

- (가) 조립 검사 및 평가 : 이상 없음
- (나) 무부하 성능시험 및 평가

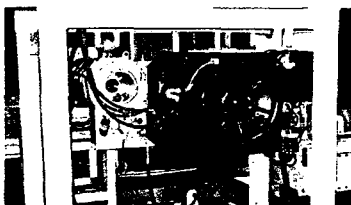


Fig. 19. Rig Test (MRU)

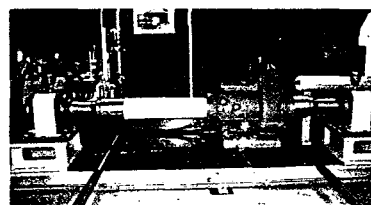


Fig. 20. Rig Test (AGB)

① 온도 측정 결과 : 90. C이하(SPEC : 120. C)

② 진동 측정

㉞ 시험방법 및 조건

- 압전식 가속도계를 사용하여 측정하였으며, 베어링 케이스에서 측정
- 측정주파수 범위는 축의 회전주파수 및 Gear Meshing Frequency를 포함
- 진동크기의 판정은 속도 단위(mm/s)로 함

㉟ 평가 기준

각 시험조건별 측정된 진동값을 주파수 분석을 실시하여 해당 주파수에 따른 진동 레벨을 표시하고, 진동평가기준은 ISO 8579-2를 따름

㊱ 시험 결과

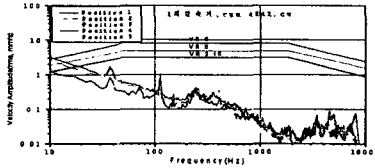


Fig. 21. FFT of Vib. Velocity (4,240rpm)

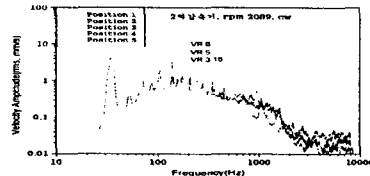


Fig. 22. FFT of Vib. Velocity (2,100rpm)

(fm : 기어의 물림주파수, fr : 기어의 입력축 회전 주파수, fro : 기어의 출력축 회전 주파수)

㉞ 1차 감속구동장치(MRU)

- Motor RPM : 4,240 rpm (차속 : 350km/h)
- 평가 기준(ISO 8579-2)의 VR 8을 만족함.

㉟ 2차 감속구동장치(AGB)

- Axle RPM : 2,100 (차속 : 350km/h)
- 평가 기준(ISO 8579-2)의 VR 8을 만족함.

③ 소음 측정

㉞ 시험 방법 및 조건

- 소음을 측정하기 위한 센서로는 마이크로폰을 사용
- 측정 위치는 측정물의 상단에서 1m 떨어진 위치에서 측정
- 소음크기의 판정은 dB(A)로 하며, 1/3 옥타브로 분석함
- 1차 감속구동장치(Motor Reduction Unit)
  - Motor RPM : 4,240 rpm (차속 : 350km/h)
- 2차 감속구동장치(Axle Gear Box)
  - Axle RPM : 2,100rpm(차속 : 350km/h)

㉟ 측정 결과

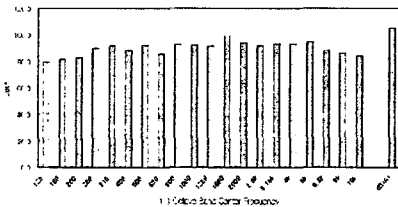


Fig. 23. Noise Level of MRU at 4,240rpm (1/3 Octave Band Plot)

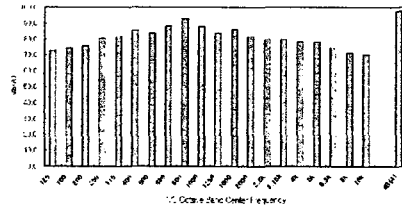


Fig. 24. Noise Level of AGB at 2,100rpm (1/3 Octave Band Plot)

(다) Roller-Rig Test 및 평가

① Track simulator equipment(CARS[China Academy of Railway Sciences], 중국)

- velocity : Max. 400 km/h
- Axle load : ≤ 25 t
- Curve : 145 m
- Cant : 0 ~ 7°

- Total length : 30 m
- Total weight : 253 t
- Track irregularities : 0 ~ 30 Hz, ±10 mm, 5g  
with External Excitation
- ② 시험 항목 : 주행안정성, 승차감, 탈선 및 Wheel unloading, 변위, 온도, 진동, 응력
- ③ 관련 규정 : UIC 518 OR, UIC 513 R, ISO 2631-1/1985
- ④ 시험 속도 : 시속 400 km
- ⑤ 시험 결과 : 모든 조건 만족

### 3. 결 론

국내 독자적 기술력으로 개발한 한국형 고속전철 감속구동장치의 연구·개발은 다음과 같이 성공적인 성과를 거두었다.

- Case 경량화 (1차 감속구동장치)
- Gear 소재 개발
- 고속 고부하용 동력전달장치 설계/해석/제작/시험 기술력 확보

고속전철 감속구동장치의 설계/해석/제작/시험/시운전의 전 과정을 통해 고속·고부하용 동력 전달장치에 대한 전반적이고 깊이 있는 기술 축적을 이룰 수가 있었으며, 확보된 기술은 향후 자동차 및 항공기용 동력전달장치의 연구 개발 및 생산에 직·간접적인 응용이 가능하므로 당 과제의 성공적인 결과로부터 얻어지는 파생 효과는 상당히 크다고 할 수 있다.

### 후기

본 연구는 2000년도 과학기술처/건설교통부/통상산업부 선도기술사업인 “고속전철기술개발사업”의 일환으로 수행된 연구결과의 일부이다.

### ※ 참고 문헌

1. ISO 6336/3 (1983), "Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part3 : Principles for the Calculation of Tooth Strength of Spur and Helical Gears"
2. ISO 8579-1/2 (1993), "Acceptance code for gears"
3. JSME S 002 (1994), "統計的疲勞試驗方法", 日本機械學會
4. JGMA 4101-01(1994), "圓筒齒車の強さ 試驗方法", 日本齒車工業會
5. "Mounting Technical Specification : Motor reduction unit and axle gear reduction unit", GEC ALSTHOM TRANSPORT
6. "金屬材料強度試驗便覽-日本材料學會篇", 養賢堂, 1977
7. D. J. Ewins, "Modal Testing : Theory and Practice", Research Studies Press
8. Earle Buckingham, "Analytical Mechanics of Gears", Dover Publications, Inc., 1949
9. Kenjiro Kanbayashi, Hiroshi Onoda, "Development of Driving Gear Unit Using Alumium Alloy for Gear", Proceedings of the International Conferenceon Speedup Technology for Railwaymand Maglev Vehicles, 1993.
10. Robert D. Blevins, "Formulas for Natural Frequency and Mode Shape", VNR, 1979, p329.
11. Richard G. Budynas, "Advanced Strength and Applied Stress Analysis", McGraw-Hill Book Company, p 273