대한기계확회 주최 제11회 전국학생설계경진대회(2O21년)



참가부		고등부	별() / 대	학부 (〇)		
참가분야		공모주제 (○) / 자유주제 ()				
참가팀명		METRO				
설계제목		전철 선로에 활용 가능한 발전 시스템 개발				
지도교수/교사	(소속)고려대학교 기계공학부 (성명)최병호					
대표자	성명	소속	연락처 (휴대폰)	E-mail	주소	
(신청인)	윤준영	고려대학교 기계공학부				

참가팀원 인적사항

NO	성명	소속 / 학년	E-MAIL
1	강승구	고려대학교 기계공학부 / 3학년	
2	김동현	고려대학교 기계공학부 / 3학년	
3	김현태	고려대학교 기계공학부 / 3학년	
4	윤준영	고려대학교 기계공학부 / 3학년	

설계 요약문

참가분야	공모주제 (○) / 자유주제 ()
참가팀명	METRO
설계제목	전철 선로에 활용 가능한 발전 시스템 개발
대표자명	윤준영
요약문	우리나라의 기존 발전 시스템은 전기를 생산하기 위해 둘, 연료 등과 같은 별도의 동력원 및 에너지원을 필요로 하며, 이는 필연적으로 자원 고갈과 환 경오염의 문제를 야기한다. 하지만 자체로 매우 큰 운동량을 가지며 동력원 이 되기에 충분한 무게와 속도를 가진 전철을 이용한다면 별도의 연료 없이 도 에너지를 생산할 수 있을 것이다. 이를 위해 본 설계에서는 전철의 감속 구간에서 버려지는 에너지로부터 전 력을 생산하여 역 내 전력 자원으로 전환할 수 있는 기계 시스템을 개발하 는 것을 목적으로 해 역 내 에너지 절약을 이루어낼 수 있도록 한다. 구체적으로는, 선로가 전철로부터 받는 힘을 시스템 내부 기계 장치의 병진 운동 또는 회전 운동으로 전환하여 최종적으로 교류 발전기에 전달하기까지 의 구조를 설계한다.
설계프로젝트의 입상 이력	

전철 선로에 활용 가능한 발전 시스템 개발

윤준영^{*} · 강승구^{*} · 김동현^{*} · 김현태^{*} · 최병호^{*†} *고려대학교 기계공학부

Development of electricity generation system for subway tracks

Jun-Young Yoon^{*}, Seung-Gu Kang^{*}, Dong-Hyeon Kim^{*}, Hyun-Tae Kim^{*}, Byung-Ho Choi^{**} * School of Mechanical Engineering, Korea University (Received January 1, 2013 ; Revised January 2, 2013 ; Accepted January 3, 2013)

Key Words: Flywheel(플라이휠), Aperture structure(조리개 구조), Jaw clutch(상시 치합 클러치), Electricity generation(발전), Subway(전철)

초록: 본 설계는 전철이 선로에 가하는 하중을 기계적 에너지로 변환해 회수하고 그 에너지를 이용해 최종적으로 발전(發電)이 이루어지도록 하는 시스템을 개발하는 것을 목적으로 한다. 이를 위해 새로운 전철 선로에 결합하는 패드부와 동력 전달 장치가 포함된 기어부, 플라이휠과 결합된 발전부를 3D 모 델링 프로그램을 이용해 디자인하고, 축소 사이즈 모델 또한 제작했다. 버려지는 에너지를 회수하는 에 너지 하베스팅 기술에 대한 관심이 높아지고 있는 현재, 고속 고하중의 전철 외부에서 안전하게 기계적 에너지를 회수하고 발전을 가능하게 한 본 논문이 국내 철도 공공기관의 전력 공급에 이바지하고, 더 나아가 국가 에너지 절약에 일조하기를 기대한다.

Abstract: The purpose of this design is to develop a system that converts the load on the tracks into mechanical energy and uses that energy to generate electricity. To this end, a 3D modeling program was used to design pad part that combines with new subway tracks, gear part that includes power transmission devices, and power generation part that combines with flywheel, and a reduced-size model was also produced. With growing interest in energy harvesting technologies that recover wasted energy, we hope this paper will contribute to the power supply of domestic public subway institutions and, further, to save national energy.

1. 서 론

정부는 해마다 심각해지는 세계적 기후 위기에 선제적이고 적극적으로 대응하기 위해 최근 몇 년간 저탄소 경제와 친환경적 에너지 생산을 강조하는 그린 뉴딜 정책을 시행하고 있다. 2021년 정부는 한국 판 뉴딜 2.0 정책 브리핑⁽¹⁾을 통해 화석연료 의존도를 낮추고 온실가스 배출량을 줄이기 위한 신재생에 너지 확산 기반을 구축할 것을 발표했다. 이러한 국가적 수요에 발맞추어, 본 연구에서는 도시 인프라의 핵심인 철도 시스템에서 낭비되는 에너지를 최소화하기 위해 전철 운행 중 버려지는 에너지를 안전하게 회수할 수 있는 기계 시스템을 설계하는 것을 목적으로 한다.

^{*} Corresponding Author, bhchoi@korea.ac.kr

^{© 2021} The Korean Society of Mechanical Engineers

전철은 자체로 매우 큰 운동량을 가지며 그 무게와 속도는 동력원이 되기에 적합하다. 전철의 감속 과정에서 버려지는 에너지는 상당한데, 이를 이용하는 실제 사례 중 하나가 회생제동이다. 제동 시 발생 하는 전기 에너지를 저장한 후 후발 전동차가 출발할 때 에너지를 공급하는 방식인데, 이 시스템을 통 해 공급되는 전력량이 7호선 3개 역 구간에서 월평균 51525k Wh에 달하는 것으로 나타났다. 이는 일반 가정 171가구가 한 달간 사용할 수 있는 양으로서 금액으로 환산할 경우 약 600만원에 해당된다.⁽²⁾ 이와 같은 사례를 통해 버려지는 에너지 재사용의 효용성과 필요성을 알 수 있다.

이때 대중교통의 특성상 운행 속도나 각종 규격 및 무게가 정해져 있어 설계 시 필요한 조건들을 예 상하는 것이 용이하다. 전철은 일반 도로 위 차량과 달리 타이어가 없어 바퀴가 거의 변형되지 않기 때 문에 그 에너지를 그대로 이용할 수 있는 장점도 있다. 이러한 장점을 살려, 본 논문은 Fig. 1과 같이 새 롭게 선로를 설계하고 그 선로와 연결되어 에너지를 수확한 뒤, 에너지 저장 장치까지 그 에너지를 전 달하는 구조를 개발하는 것이 목적이다.



Fig. 1 3D design of whole system and structure of the model

2. 설계핵심내용

2.1 설계 문제 정의

앞서 언급한 바와 같이 본 설계는 고속으로 운행하는 전철의 운동 에너지를 기계적 에너지로 변환하고 그 에너지를 저장한 뒤 발전부에 전달하기까지의 구조다. 이러한 기계적 구조의 에너지 회수 시스템을 개발하는 것을 목적으로 한다.

설계가 필요한 구조는,

- 가. 차량의 바퀴와 직접 접촉하는 패드부를 포함한 새로운 선로
- 나. 차량이 지나갈 때 기어부와 패드부를 결합시켜 힘을 전달하는 부분
- 다. 플라이휠까지의 동력 전달부(기어부)로 구분할 수 있다.



Fig. 2 Each parts of the system

설계의 진행 방향은 Fig. 3와 같다.



Fig. 3 Design process

2.2 특허 분석 및 회피전략

설계를 시작하기에 앞서 기존의 전철 에너지 하베스팅 시스템에 관련된 특허를 조사했다. 국내외 특 허 중 본 설계와 유사한 시스템을 키워드로 조사한 결과를 Table 1과 Fig. 4로 나타내 정리했다.

Key word	에너지 하베스팅	지하철 에너지	전철 에너지	
Search result	1,979건	3,221건	1,660건	. 전체 6,860건 검색

Table I Patent search result	Table	1	Patent	search	result ⁽³⁾
-------------------------------------	-------	---	--------	--------	-----------------------

스마트 압전에너지 하베스팅 시스템

상세정보 공개전문	> 동합행장정보
<u>서지정보</u> 인명정보	행정처리 청구항 지정국 인용/피인용 패밀리정보 국가연구개발사업
(51) Int. CL	H02N 2/18(2006.01.01) H05M 7(5587(2007.01.01) H02M 3/156(2006.01.01) H025 10/10(2014.01.01) H021 7/25(2006.01.01) H016 4/11/3006.01.01)
(52) CPC 🥝	H02N 2/181(2013.01) H02M 7/5387(2013.01) H02M 3/1588(2013.01) H02S 10/10(2013.01) H02J 7/35(2013.01) H01L 41/113(2013.01)
(21) 출원번호/일자	1020200020911 (2020.02.20)
(71) 출원인	김동완
(11) 등록번호/일자	
(66) 공개번호/일자	1020210106136 (2021.08.30) 전문다운 🔈
(11) 공고변호/일자	
(86) 국제출원번호/일자	0010
(87) 국제공개변호/일자	
(30) 우선권정보	
법적상태	공개
심사진행상태	
심판사항	
구분	국내출원/신규
원출원번호/일자	
관련 출원번호	
기술이전 희망	
심사청구여부/일자	Y(2020.02.20)

지하철 운동에너지 회수시설 The energy recovery system for kinetic energy of subwa 고개제모 도 토하해정정님

Grade Grade	888001	
<u>서지정보</u> 입명정보	행정처리 철구함 지정국 인용/피인용 패밀리정보 국가연구:	개발사업
(51) Int. CL.	F03G 7/00(2006.01.01) F03B 13/06(2006.01.01)	다운로드 📩
(52) CPC 🥹	F03G 7/00(2013.01) F03B 13/06(2013.01) Y02E 10/20(2013.01) Y02B 10/50(2013.01)	
(21) 출원번호/일자	1020090071123 (2009.08.03)	
(71) 출원인	융진호	1014
(11) 등록번호/일자		101 8 11
(65) 공개번호/일자	1020110013587 (2011.02.10) 전문다운 🔈	and the second second
(11) 공고번호/일자		10
(86) 국제출원번호/일자		
(87) 국제공개번호/일자		
(30) 우선권정보		
법적상태	거절	DOI @
심사진행상태	거절결정(일반)	QR @
심판사항		E F
구분	국내출원/신규	
원출원번호/일자		
관련 출원번호		
기술이전 희망		
심사청구여부/일자	Y(2009.08.03)	
심사청구함수	ŕ	

지하철 주행풍을 이용한 풍력발전시스템

지하철 통풍구를 활용한 대체에너지 시스템

상세정보 공개전문 🔀	공고전문 🔉 등록사항 통합행	당정보
서지정보 인명정보 행정	처리 청구항 지정국 인용/피인용 피	밀리정보 국가연구
(51) Int. CL	H02S 10/12(2014.01.01) H01L 31/042(2014.01.01) F03D 11/00(2006	.01.01)
(52) CPC 😵	F03D 9/007(2013.01) H01L 31/042(20 Y02E 10/50(2013.01) Y02E 10/72(20	13.01) 13.01)
(21) 출원번호/일자	1020090053213 (2009.06.16)	
(71) 출원인	천호산업(주)	
(11) 등록변호/일자	1010829450000 (2011.11.07)	
(65) 공개번호/일자	1020100134869 (2010.12.24)	전문다운 🚺
(11) 공고변호/일자	(2011.11.11)	전문다운 🍌
(86) 국제출원번호/일자		
(87) 국제공개번호/일자		
(30) 우선권정보		
법적상태	소멸 (등록료불납) (권리 변동 있	告)
심사진행상태	등록결정(일반)	
심판사항		
구분	국내출원/신규	
원출원번호/일자		
관련 출원번호		
기술이전 희망		
심사청구여부/일자	Y(2009.06.16)	
심사청구함수	2	

상세정보 공고전문 🕽	등록사함 통합행정정보	
<u>서지정보</u> 인명정보 횡	8정처리 청구항 지정국 인용/띠인용 패밀리정보 국가연-	구개발사업
(51) Int. CL	F03D 9/46(2016.01.01) F03D 1/06(2006.01.01) F03D 9/11(2016.01.01) F03D 9/25(2016.01.01)	다운로드 📩 크게보기 🕻
(52) CPC 🥝	F03D 9/46(2013.01) F03D 1/065(2013.01) F03D 9/11(2013.01) F03D 9/25(2013.01)	
(21) 출원번호/일자	1020190074852 (2019.06.24)	
(71) 출원인	손영우	
(11) 등록번호/일자	1020341240000 (2019.10.14)	
(65) 공개변호/일자		*
(11) 공고변호/일자	(2019.10.18) 전문다운 📐	an <u>an</u> an ar 50
(86) 국제출원번호/일자		
(87) 국제공개번호/일자		
(30) 우선권정보		
법적상태	등록	
심사진행상태	등록결정(일반)	
심판사항		
구분	국내출원/신규	
원출원번호/일자		
관련 출원번호		
기술이전 희망		
심사청구여부/일자	Y(2019.06.24)	
심사정구함수	4	

Fig. 4 Patent research result⁽³⁾



Fig. 5 Speed bump self-generation system

이 중에서 본 설계와 유사한 메커니즘을 이용한 특허로 출원번호 WO2013162138A1(4)의 과속방지턱 자 가 발전장치가 있다. Fig. 5와 같이 이 발명품은 도로상의 과속방지턱에 설치되어 강판스프링을 이용해 상하 진동을 발생시켜 동력을 발전부에 전달하는 형태이다. 별도의 동력원 없이 도로에서 버려지는 에 너지원을 이용해 에너지를 재생산할 수 있고, 발전을 위해 어떠한 공해물질도 발생시키지 않는 친환경 적 에너지 하베스팅 시스템이다.

본 논문에서는 이를 자동차보다 더 크고 정량적인 운동량과 운행 주기를 가지는 전철 차량을 에너지 원으로 이용할 수 있도록, 기존 철도 시스템에 적용되는 발전 시스템 설계를 진행했다. 먼저 자동차보다 더 큰 하중을 가지는 전철 차량의 힘을 견디기 위해 선로를 새로 디자인하고, 동력 전달부 또한 피로 파괴를 고려한 안전계수를 이용해 재료와 수치를 선정했다. 전철이 지나갈 때의 속도와 맞춰 발전량을 최적화할 수 있도록 고속으로 회전하는 플라이휠을 에너지 저장 장치로 이용했고, 전철의 움직임에 대 응하는 클러치 부분으로 조리개의 모양에서 본뜬 aperture structure clutch를 새로 설계했다.

2.3 작동원리(Mechanism)2.3.1 구조본 시스템의 전체 구조는 다음과 같다.



Fig. 6 Structure of whole system

클러치 축을 기준으로 나뉠 수 있는 왼쪽 파트와 오른쪽 파트는 대칭이며, 양쪽 모두 하나의 클러치 축에 동력을 전달한다. 두 파트는 메커니즘이 동일하므로 이후 구조 및 메커니즘은 왼쪽 파트 기준으로 서술하겠다.

1) 패드부



Fig. 7 Structure of pad parts 패드부는 선로패드, 선로, Aperture 구조를 포함한다.

2) 클러치 이전 기어부



Fig. 8 Gear parts before clutch

Fig. 8의 구조는 베벨기어 한 쌍, 2:1 기어 한 쌍, 좌측 클러치를 포함하고 있다.

3) 클러치 이후 기어부 및 플라이휠



Fig. 9 Gear parts after clutch and flywheel structure

Fig. 9의 구조는 클러치 이후 우측 클러치, 2:1 기어 4쌍, 플라이휠 구조물을 포함한다.

2.3.2 패드부

1) 선로 패드의 병렬 구조

본 시스템은 다음 차륜이 오기 전 최고점에 선로 패드가 위치해 있어야 한다. 그러나 선로패드와 연 결된 Aperture 구조는 단방향 운동만을 구현하여 선로패드에 위쪽 방향 복원력을 주지 못한다.

따라서 패드를 기존 위치인 최고점으로 올려줄 장치가 필요하며, 패드의 앞 뒤 병렬 구조가 이를 가 능하게 해준다.



Fig. 10 Parallel structure of pads

Fig. 10과 같은 구조는 왼쪽 패드 하강 시 오른쪽 패드가 상승하며, 반대로 오른쪽 패드의 하강 시 왼 쪽 패드가 상승할 수 있도록 하는 랙-기어-랙 구조이다. 이 구조는 12cm사이 왕복 운동을 구현해 차륜 이 접근하는 패드의 항시 작동 가능한 상태를 가지게 해준다.

2) 선로 패드의 운동



Fig. 11 Motion of pad

2.4.2에 정의된 패드 상단의 함수 모양을 따라 차륜이 이동하게 되며, 차륜의 이동에 따라 패드의 아 래 방향으로의 속도가 발생한다. 전철의 25.7km/h의 감속 구간에서 시스템이 설치된다고 했을 때, 전철 이 직선구간을 0.1초 동안 통과하는 동안 패드는 직선 구간 동안 1m/s의 속력을 가지고 10cm의 아래 방향 변위를 가진다. 이 직선구간에서 차륜이 전달하는 2000kgf의 힘과 패드가 가지는 속도 및 변위는 선로 패드의 하단 랙 부분에서 Aperture의 피니언으로 전달된다.



3) 랙, Aperture 기어의 운동

Fig. 12 Motion of rack and pinion

선로패드의 랙 부분에서 전달된 힘과 속도는 Aperture의 피니언 기어부분을 회전시킨다. 이 때 Aperture의 기어 피치원 지름이 20*cm*이므로 Aperture는 95.5*rpm*, 57.3°를 회전한다. Aperture 구조는 Aperture와 맞물리는 샤프트에 이 힘과 각속도를 전달한다.

2.3.3 Aperture

1) Aperture 구조의 작동원리

단방향 운동의 구현, 플라이휠로의 반대 방향 동력을 차단하기 위해 본 시스템에선 다음의 Aperture 구조가 필요하다.



Fig. 13 Structure of part 1, 2, 3, 4

Aperture 구조를 이루는 가장 하단의 기어(이후 부품1)는 선로패드와 만나게 되는 피니언의 역할을 수 행하며, 그 위의 Aperture의 이빨(이후 부품2)은 열리고 닫히며 샤프트에 동력을 전달하거나 끊는 역할을 한다. 부품3은 Aperture 이빨의 운동을 가능하게 해주며, 부품4는 부품3의 축 고정 및 Aperture 이빨과 샤 프트 결합 시 고정하는 역할을 한다.

2) Aperture 구조의 동력 전달 및 차단

2.4.2의 선로패드 함수에서, 직선 구간 진입 직전 곡선 구간에서 부품3은 14°를 회전해 Aperture의 이 빨과 샤프트가 결합될 수 있도록 한다. 부품3의 회전이 완료된 순간 부품4의 구멍과 부품2의 고정 장치 부분이 정렬하여 용수철의 힘으로 고정 장치가 튀어나와 고정이 된 잠금 상태가 된다.



Fig. 14 Aperture structure (Locked)

이 상태에서 선로패드의 랙과 Aperture 구조, Aperture 구조에 맞물린 샤프트는 한 개의 시스템으로 동 력을 전달할 수 있는 구조가 가능해진다.

이와 반대로, 선로패드의 함수에서 직선 구간이 끝난 직후 고정 장치를 눌러주어 고정 장치가 부품3 을 빠져나오는 순간, 부품3의 용수철의 복원력으로 Aperture의 이빨이 열리며 샤프트와의 결합을 해제시 킨다.



Fig. 15 Aperture structure (Opened)

이 상태에서는 샤프트와 Aperture 구조가 물리적으로 분리되어 동력 전달을 할 수 없는 열림 상태가 되며, 이 때 패드는 2.3.1에서의 패드의 병렬 구조에 의해 위쪽 방향으로 움직일 수 있는 여건을 갖춘다.

3) Aperture 구조 및 샤프트, 기어의 운동



Fig. 16 Motion of aperture structure

차륜이 선로에 진입하여 잠금 상태가 된 Aperture 구조는 Aperture 기어를 통해 전달받은 200kgf • m 의 토크와 95.5rpm의 각속도를 샤프트로 전달한다.



Fig. 17 Gears after aperture structure

이 샤프트에 연결된 베벨기어는 1:1의 기어비를 가진다. 이후 2:1 기어비를 가지는 기어 쌍에 동력을 전달하여, 토크는 유지되지만 각속도는 두 배 증가한 191*rpm*을 전달한다. 이 축의 끝은 클러치 구조를 가진다.

2.3.4 클러치

1) 클러치의 운동

손실을 최소화하며 필요 없는 동력 전달을 막기 위해 본 시스템은 클러치를 이용한다. 본 시스템에서 는 전철이 시스템에 진입하기 직전 클러치를 결합해 전철이 지나가는 동안 동력을 전달하며, 전철이 시 스템을 빠져나간 이후 클러치를 해제해 동력을 차단한다.



Fig. 18 Motion of clutch

전철이 진입해 클러치 스위치가 작동하면, 두 jaw 사이 간격이 가까워지며 서로 결합한다. 사선 모양 의 빗면은 원활한 결합을 가능하게 하며, 완전히 결합된 닫힌 상태에서 중심 베벨기어로부터 받은 200kgf • m의 토크와 95.5rpm의 각속도가 기어부로 전달된다.

2.3.5 기어부, 플라이휠 1) 기어부의 운동



Fig. 19 Gears after clutch

클러치 이후 2:1 기어비를 가진 기어쌍이 4번 존재하여, 200kgf • m의 토크는 유지되지만 각속도는 32배 증가하게 된다. 이렇게 증가된 3056rpm의 각속도는 플라이휠로 전달된다.

2) 플라이휠의 운동



Fig. 20 Flywheel structure

기어부로부터 전달받은 토크와 각속도는 연결된 발전기의 발전으로 인한 지속적인 각속도 감소가 일 어나지 않도록 각속도를 유지시킨다. 즉, 본 시스템에서 플라이휠을 기준으로 전철로부터 받는 에너지의 총합은 발전으로 인해 빠져나가는 에너지의 총합과 동일하다. 발전부 또한 앞서 기술된 클러치와 마찬 가지로 전철이 시스템 도달 직전 플라이휠과 연결되며, 전철이 시스템을 빠져나간 직후 동력 흐름이 끊 겨 플라이휠은 다음 전철이 오기 전까지 각속도를 유지할 수 있다.

2.4 설계 과정

2.4.1 시스템의 전체 설계 과정

본 시스템은 선로 패드부, 동력 전달부, 발전부를 통해 전철에서 버려지는 에너지를 회수하는 구조다. 고속으로 운행하는 전철의 하중을 견딜 수 있도록 시스템을 설계하는 것이 핵심이므로 설계 과정에서도 각 구조의 안정성을 최우선으로 재료와 수치를 선정했다.

2.4.2 패드부 모양 설계

1) 패드부에 작용하는 굽힘 응력(Bending stress) 계산

전철이 패드부와 접촉할 때 작용하는 힘에 따라 발생하는 패드 내부에서의 모멘트에 의한 굽힘 응력 을 계산하고, 적절한 안전 계수를 설정해 이를 버틸 수 있는 재료와 치수를 선정해 설계했다.

먼저 패드부의 단면 모양을 아래와 같은 사다리꼴 모양으로 가정하고, 최대 굽힘 응력이 발생하는 지 점과 그 응력 값을 계산했다.

식에서 *P*는 전철의 하중, *h*₀는 패드부의 초기 높이, *L*은 패드부의 수평 길이, *b*는 패드부의 두께, *x* 는 패드부 내부의 임의 수평 길이, *h*는 패드부 내부의 임의 수평 높이, *σ*는 굽힘 응력, *I*는 중립축에 대 한 단면 2차 모멘트, *M*은 단면에 작용하는 모멘트, *c*는 중립축으로부터 연단까지의 거리다.



Fig. 21 Exerting force on pad

$$h = \frac{h_0}{L}(6x + L)$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{Px(\frac{h}{2})}{\frac{1}{12}bh^3} = \frac{6PL^2x}{bh_0(6x + L)^2}$$

$$\frac{d}{dx}(\frac{x}{6x + L}) = 0 \text{ at } x = \frac{L}{6}$$

$$\therefore \sigma_{\max} = \frac{1}{4} \times \frac{PL}{bh_0^2} \qquad (1)$$

식(1)에서 $P = 2000 kg \times 9.81 m/s^2$, L = 1m, b = 0.022m, $h_0 = 0.02m$ 로 설정했을 때, $\sigma_{\max} = 557.4 MPa$ 이다.

따라서 같은 수치로 설계했을 때 니켈-크롬-몰리브덴강재인 SNCM-616의 최저 인장강도는 1177*MPa*⁽⁵⁾ 이므로, 2.11의 안전계수를 갖는 인장강도를 확보 할 수 있어 충격에 견딜 수 있게 된다.

2) 차륜과 패드가 맞닿는 접촉각을 고려한 패드 측면 곡선 설계

다음 그림은 패드부가 삼각형 모양인 경우이다. *θ*는 패드가 가지는 기울기, *N*은 차륜이 받는 수직항 력이고, 차륜은 연직방향에서 *θ*만큼 기울어져 수직항력을 받는다. 따라서 차륜이 삼각형 모양의 패드에 도달하면 짧은 시간 안에 수직항력의 방향이 변하여 위험성을 갖게 된다. 이를 해결하기 위해 수직항력 의 방향이 변하는 시간을 늘려줄 필요성이 있다.

처음 패드에 도달하는 위치의 패드의 기울기는 0°로 시작해 목표 각도까지 *x*축 진행 거리에 비례하 게 접촉각이 변하는 곡선을 계산했다. *a*는 곡선의 *x*방향의 길이, *b*는 목표 각도이다.



Fig. 22 Exerting force on wheel

$$\frac{dy}{dx} = \tan\left(\frac{x}{a} \times b^{\circ} \times \frac{\pi}{180^{\circ}}(rad)\right)$$
(2)
$$\int_{0}^{a} \tan\left(\frac{b\pi x}{180a}\right) dx = \left[-\frac{180a}{b\pi} ln(\cos\left(\frac{b\pi x}{180a}\right))\right]_{0}^{a} = -\frac{180a}{b\pi} ln(\cos\left(\frac{b\pi}{180}\right))$$
(3)

식(3)의 적분 값은 곡선구간의 *y*방향의 길이를 의미하고 이를 10*mm*로, *b* = 8이라 가정하겠다. 식(3)에 대입해 계산하면 *a* = 142.78*mm*가 구해진다. 구한 *a*, *b* 값을 식(2)에 대입해 적분하면 *y* = - 1022.6 ln (cos(0.0009779*x*))라는 곡선의 식을 얻을 수 있다.

또한 선로패드에 차륜이 동시 접촉할 수 있는 문제를 얻은 곡선의 식으로 곡률을 계산해 알아보았다. κ는 곡률(curvature), r은 곡률 반지름이다.

$$\kappa = \frac{|y''|}{\{1 + (y')^2\}^{\frac{3}{2}}}$$
(4)
$$r = \frac{1}{\kappa}$$
(5)

곡률 반지름의 최솟값이 차륜의 반지름보다 커야 한다. 미분을 통해 곡률 반지름이 x = 0에서 최솟값을 가짐을 알 수 있다. 식(4),(5)에 곡선의 식과 x = 0를 대입하면 곡률 반지름은 1022.6mm로 차륜의 반지름보다 크다. 결국 차륜이 설계한 선로패드에 동시 접촉하는 문제는 발생하지 않는다.

3) 패드부 전체적인 모양 및 선로 디자인

패드 측면은 2.4.2 - 2)에서 설계한 곡선부분과 특정각도를 가지는 직선부분으로 이루어져 있다. 선로 의 총 높이가 Fig. 24와 같이 153mm이고, 2.4.2 - 1)에 의해 패드 밑에는 20mm의 보장부분이 있다. 이 를 고려해 패드의 2.4.2 - 2)를 바탕으로 설계된 곡선부분은 각각 높이 10mm, 직선부분은 8°의 각도로 높이 100mm를 가지며 패드의 총 높이는 140mm로 설계했다.

패드의 가로 길이는 도시철도시설 표준규격에 따라⁽⁶⁾ 차륜의 최소 간격이 2.1m임을 고려 앞 뒤 패드 각각의 길이를 1m, 패드사이 간격을 10cm로 설정했다.

패드 두께는 실제 선로에 차륜이 접촉하는 contact patch구간⁽⁷⁾과 선로의 외부 규격과 Fig. 24와 같이 기둥 부분을 고려해 22mm로 설정했다.



Fig. 23 Side section of the pad

위 패드를 본 시스템을 적용하기 위해선 새로운 선로를 디자인해야 한다. 먼저 선로와 전철의 규격을 보겠다. 50kgN 선로의 규격은 다음과 같다.



Fig. 24 Standard specification of the rail⁽⁸⁾

차륜이 선로를 지나갈 때 패드의 병진운동을 위해 새로운 선로를 디자인했고 패드를 선로 내부에 위 치시켰다. 도시철도차량 기술기준의 탈선계수⁽⁹⁾가 허용치에서 벗어나지 않기 위해 선로 외부의 규격은 기존의 규격을 이용했고 기둥부분을 4cm가량 두껍게 설계했다. 또한 패드가 위치할 곳에 높이140mm 두께22mm의 홈을 냈다.



Fig. 25 Designed specification of the rail

2.4.3 샤프트 치수 및 재료 선정 과정

1) 샤프트에 작용하는 비틀림 응력(Torsional stress) 계산

전철이 패드부와 접촉한 후 기어를 통해 샤프트에 작용하는 힘에 따라 발생하는 비틀림 응력을 계산 하고, 적절한 안전계수를 설정해 이를 버틸 수 있는 재료와 치수를 선정해 설계했다.

먼저 샤프트의 모양을 아래와 같은 속이 꽉 찬 원통형 모양으로 가정하고, 샤프트의 비틀림 전달 응 력 값을 계산했다.

식에서 P는 전철이 랙을 통해 전달하는 하중, r은 피니언의 반지름, c는 샤프트의 반지름, r는 비틀 림 응력, T는 샤프트에 작용하는 토크, J는 극관성모멘트이다.



Fig. 26 Cross-section of the shaft

$$\tau = \frac{Tc}{J}, \ T = P \times r, \ J = \frac{\pi}{2}c^4$$

$$\tau = \frac{(P \times r)c}{\frac{\pi}{2}c^4} = \frac{2Pr}{\pi c^3}$$

$$\therefore c = \sqrt[3]{\frac{2Pr}{\pi \tau}}$$
(6)

식(6)에서 *P*=2000*kg*×9.81*m*/*s*², *r*=0.1*m* 로 설정했을 때, 니켈-크롬-몰리브덴강재 SNCM-630의 피 로를 고려한 허용 비틀림 강도 값은 *τ*=24*kgf*/*mm*² 이므로⁽⁵⁾ 이 때 *c*=1.74*cm* 이다.

따라서 샤프트를 이보다 큰 c = 2.00 cm로 설계했을 때, 니켈-크롬-몰리브덴강재인 SNCM-630을 표면 경화 이후 사용하면 안전계수 1.51인 비틀림 강도를 갖게 되어 적절하다.

2.4.4 평기어 치수 및 재료 선정 과정

1) 굽힘 강도(Bending strength)계산

굽힘 강도란, 기어가 하중을 받을 때, 이뿌리 부분에서 발생하는 응력을 계산한 것인데, AGMA(미국기 어공업협회) Standard에 따르면⁽¹⁰⁾ 식은 다음과 같다.

$$\sigma_b = \frac{F_t}{bmJ} K_v K_o K_m$$
(7)

식(7)에서 σ_b 는 굽힘 강도, F_t 는 하중, b는 기어의 두께, m은 기어의 모듈, J는 기어의 geometry factor, K_v 는 속도계수, K_o 는 하중계수, K_m 은 마운팅계수다.

하중을 손실 없이 바로 받는 랙 피니언 부분 기어와 가장 빠른 각속도를 갖는 기어의 강도가 가장 중 요하기에 이 두 가지 상황을 중점으로 보며 기어의 가능한 최소 크기를 설정해보았다.

랙 피니언의 기어의 모듈을 $m = 10mm^{(11)}$, 두께를 b = 7cm, 잇수를 20개로, 플라이휠 직전에 있는 기 어의 모듈을 m = 10mm, 두께를 b = 15cm, 잇수를 20개로 설정하고, 상황에 맞는 상수 값들을 찾아 적 용했다.

*v*는 pitch line velocity, *d*는 기어의 피치 지름, *n*은 rpm이다. 기어가 high-precision shaved or ground teeth라 했을 때, 식⁽¹⁰⁾은 다음과 같다.

$$k_v = \left[\frac{78 + (200v)^{0.5}}{78}\right]^{0.5} \dots \tag{8}$$

$$v = \frac{\pi dn}{6000} \dots \tag{9}$$

d = 200mm이고, n은 25.7km/h로 전철이 패드를 지나간다고 가정하고 패드의 수직 변위10cm와 기 어의 피치지름을 고려하며 두 가지 상황에서 계산해보면, 각속도가 가장 느린 랙 피니언 부분에 있는 기어는 95.5rpm의 각속도를 갖고 식(8), (9)에 이를 대입하여 계산하면 $K_v = 1.2543$ 이다. 각속도가 가장 빠른 플라이휠에 연결된 기어는 3056rpm을 갖고 식(8), (9)에 이를 대입하여 계산하면 $K_v = 2.0600$ 이다.

Table 2 Overlo	ad factor	$K_{o}^{(10)}$
----------------	-----------	----------------

	Driven Machinery				
Source of power	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock		
Uniform	1.00	1.25	1.75		
Light shock	1.25	1.50	2.00		
Medium shock	1.50	1.75	2.25		

 K_o 도 두 가지 상황에서 보면, 랙 피니언의 기어는 Table 2에서 같은 하중의 힘을 받지만 항상 Uniform하게 들어오는 것은 아니기에 Light shock, 기어가 Uniform하게 작동하지 않고 하중을 받을 때만 일정한 각속도로 작동하므로 Heavy Shock의 상황을 가정하면 $K_o = 2.00$ 이다.

플라이휠에 연결된 기어는 Table 2에서 Light shock인 상황은 같지만 클러치와 플라이휠에 의해 기어 가 항상 일정한 각속도를 갖는 것을 고려해 Uniform의 상황을 가정하면 $K_o = 1.25$ 이다.

	Face width b (mm)			
Characteristics of Support	0-50	150	225	400up
Accurate mountings, small bearing clearances, minimum deflection, precision gears	1.3	1.4	1.5	1.8
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across the full face	1.6	1.7	1.8	2.2
Accuracy and mounting such that less than full-face contact exists	over2.2	over2.2	over2.2	over2.2

Table 3 Load distribution factor $K_m^{(10)}$

 K_m 도 두 가지 상황에서 보면, 랙 피니언의 기어는 Table 3에서 기어의 두께 70mm에 가장 가까운 0-50mm의 범위, precision gear라 가정했을 때 $K_m = 1.3$ 이다. 플라이휠에 연결된 기어는 Table 3에서 기어의 두께 150mm로, precision gear라 가정했을 때 $K_m = 1.4$ 이다.

Number of teeth	Number of teeth in mating gear			
	1	17	25	35
38	0.275	0.391	0.404	0.414
45	0.280	0.402	0.415	0.426
Rack	0.305	0.465	0.484	0.499

Table 4 AGMA Geometry factor $J^{(10)}$

J 도 두 가지 상황에서 보면, 랙 피니언의 기어는 Table 4에서 랙과 기어 잇수 20개인 피니언이므로 17-25에서 선형 보간(linear interpolation)을 하면 J = 0.472이다.

플라이휠에 연결된 기어는 Table 4에서 기어 잇수 40개와 20개인 피니언이므로 38-45, 17-25에서 선형 보간(linear interpolation)을 하면 *J*=0.399이다.

Table 5 Allowable Bending Stress at Root, σ Flim (Carburized and quenched gears)⁽¹²⁾

		Core hardness		σ Flim
	Material	H_B	H_V	kgf/mm^2
Structural carbon steel	S15C, S15CK	190	200	18.2
Structural alloy steel	SNCM420	370	390	45

 σ_b 는 Table 5에서 재료를 SNCM420으로 선택했고 피로를 고려한 허용 굽힘 강도는 표의 값들 중 최솟 값을 사용하면 $45kqf/mm^2$ 이다.

위에서 구한 모든 상수 값들을 식(7)에 대입해 기어의 F_t 를 계산하면 두 가지 상황에서 각각 $F_t = 44679N, F_t = 73215N$ 이다.

전철이 주는 하중은 두 가지 상황 모두 $F = 2000 kg \times 9.8 m/s^2 = 19600 N$ 이다. 따라서 평기어 굽힘 강 도의 안전계수는 2.28, 3.74이고 설정한 기어의 크기가 적절함을 알 수 있다.

2) 면압 강도(Contact stress)계산

면압 강도는 두 개의 기어가 접촉할 때 기어의 표면이 설계된 수명시간 내에 견딜 수 있는 하중을 결 정하기 위한 값으로, AGMA(미국기어공업협회) Standard에 따르면⁽¹⁰⁾ 식은 다음과 같다.

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{F_t}{bd_1 I} K_v K_o K_m} \tag{10}$$

식(10)에서 σ_H 는 면압 강도, C_p 는 탄성 계수, F_t 는 하중, b는 기어의 두께, d_1 은 기어의 피치 지름, I는 기어의 geometry factor, K_v 는 속도계수, K_o 는 하중계수, K_m 은 마운팅계수다.

2.4.4 - 1)과 같은 상황과 값을 적용했다.

K_v, K_o, K_m은 2.4.4 - 1)에서 두 가지 상황에 따라 적용한 값과 같다.
 I의 식⁽¹⁰⁾은 다음과 같다. Φ는 압력각, *i*는 기어비다.

$$I = \frac{\sin\Phi\cos\Phi}{2} \frac{i}{i+1} \tag{11}$$

i의 경우, 랙 피니언의 기어비는 피니언의 회전에 대한 랙의 변위비로 계산하므로 랙의 변위를 10cm, 피니언의 피치 지름을 200mm로 계산을 하면 *i*=6.28이다. Φ를 일반적인 압력각인 20°로 설정하고 식 (11)에 대입하면, *I*=0.1386이다. 플라이휠에 연결된 기어의 기어비는 2:1로 설정했기에 *i*=0.5다. Φ를 30°로 설정하고 식(11)에 대입하면, *I*=0.0722다.

Pinion Material	Gear Material			
$(\mu = 0.3 \text{ in all cases})$	Steel	Cast iron	Al Bronze	Tin Bronze
Steel, $E = 207 GPa$	191	166	162	158
Cast iron, $E = 131 GPa$	166	149	149	145
Al Bronze, $E = 121 GPa$	162	149	145	141
Tin Bronze, $E = 110 GPa$	158	145	141	137

Table 6 Elastic Coefficient C_p for Spur Gears⁽¹⁰⁾, in $MPa^{0.5}$

이 때 SNCM420의 영률 $E = 200 GPa^{(13)}$ 이므로 가장 근접한 Steel-Steel 값을 적용해 $C_p = 191 MPa^{0.5}$ 이다.

Table 7 Allowable Hertz Stress, σ Hlim (Carburized and quenched gears)⁽¹²⁾

	Material	Surface hardness H_V	$\frac{\sigma \text{ Hlim}}{kgf/mm^2}$
Structural alloy steel	SNCM420	800	130
Structural alloy steel	SNCM420	680	166

 σ_H 는 Table 7에서 피로를 고려한 허용 면압 강도 값은 표의 값들 중 최솟값과 최댓값의 평균치를 사용하면 $148 kg f/mm^2$ 이다.

위에서 구한 모든 상수 값들을 식(10)에 대입하여 기어의 F_t 를 계산하면 두 가지 상황에서 각각 $F_t = 34310N, F_t = 34647N$ 이다.

전철이 주는 하중은 두 가지 상황 모두 $F = 2000 kg \times 9.8 m/s^2 = 19600 N$ 이다. 따라서 평기어 면압 강 도의 안전계수는 1.75, 1.77이고 설정한 기어의 크기가 적절함을 알 수 있다.

2.4.5 베벨기어 치수 및 재료 선정 과정
1) 굽힘 강도(Bending strength) 계산
굽힘 강도는 2.4.4 - 1)의 식(7)과 같다.
식(7)에서 기어의 모듈을 16mm⁽¹⁴⁾ 두께를 7cm, 잇수를 25개로 설정하고, AGMA에서 상황에 맞는 상
수 값들을 찾아 적용했다.

d = 400mm이고, 베벨기어는 랙 피니언의 기어와 같은 각속도인 95.5rpm을 갖고 식(8), (9)에 이를 대 입해 계산하면 $K_v = 1.3457$ 이다.

K_o는 2.4.4 - 1)의 값과 같다.



Fig. 27 Mounting factor, K_m for bevel gear⁽¹⁰⁾

 K_m 은 Both gears are straddle-mounted 상황을 가정하고 그 중 최댓값을 적용해 1.25다.



Fig. 28 Geometry factor, J for bevel gear⁽¹⁰⁾

J는 베벨기어의 잇수를 고려해 0.2다.

베벨기어는 랙 피니언 기어 반지름의 두 배 크기이므로 하중을 $F = 1000 kg \times 9.81 m/s^2$ 만큼 받는다. 위에서 구한 모든 상수 값들을 식(7)에 대입하면

 $\sigma_b = \frac{1000 kg \times 9.81 m/s^2}{0.07m \times 0.016m \times 0.2} \times 1.3457 \times 2 \times 1.25 = 147.3 MPa$

니켈-크롬-몰리브덴강재인 SNCM-420의 최저 굽힘 강도는 441*MPa*이므로, 2.99의 안전계수를 갖는 굽 힘 강도를 확보 할 수 있어 충격에 견딜 수 있게 된다.

2) 면압 강도(Contact stress) 계산

면압 강도는 2.4.4 - 2)의 식(10)과 같다.

식(10)에서 기어의 모듈을 16mm, 두께를 7cm, 잇수를 25개로 설정하고, AGMA에서 상황에 맞는 상 수 값들을 찾아 적용했다.

K_v, K_o, K_m은 2.4.5 - 1)에서 적용한 값과 같다.

베벨기어가 받는 하중도 2.4.5 - 1)과 같다.

C_n값은 평기어에서 사용되는 값의 1.23배를 대입하는 것이 일반적이다.⁽¹⁰⁾



Fig. 29 Geometry factor, I for bevel gear⁽¹⁰⁾

I는 베벨기어의 잇수를 고려해 0.07이다. 위에서 구한 모든 상수 값들을 식(10)에 대입하면,

$$\sigma_{\rm H} = 1.23 \times 191 M P a^{0.5} \times \sqrt{\frac{1000 kg \times 9.81 m/s^2}{0.07m \times 0.4m \times 0.07} \times 1.3457 \times 2 \times 1.25} = 964 M P a^{0.5} \times 1000 kg \times 10000 kg \times 1000 kg \times$$

니켈-크롬-몰리브덴강재인 SNCM-420의 평균 면압 강도는 1450MPa이므로, 1.50의 안전계수를 갖는

면압 강도를 확보 할 수 있어 충격에 견딜 수 있게 된다.

2.4.6 안전계수

일반적으로 잘 알려진 소재가 일정한 환경 조건에서 미리 결정될 수 있는 하중에 대해서 설계할 때의 부품은 1.5~2.0의 안전계수가 허용된다.⁽¹⁵⁾ 이전까지 다룬 본 시스템의 최저 안전계수는 1.50으로, 이는 일반적인 기준을 만족하므로 적절한 수치와 소재를 선정했음을 알 수 있다.

2.4.7 정적 해석

시스템 구조상 앞 뒤 패드에서 하중을 받아 패드가 위아래로 움직이는데 앞 뒤 패드에서 받았던 토크 가 베벨기어 이후에서 합쳐지므로 베벨기어 이후에서의 축 처짐 정도가 베벨기어 이전의 축 처짐보다 더 심할 것이다. 베벨기어 이후의 샤프트는 Fig. 30과 같이 구성되어 있고, 이에 대한 축 처짐을 분석했 다. 최대한 극단적인 상황을 고려해, 샤프트 홀더를 제거하고 샤프트와 기어만 포함시켜 시뮬레이션을 진행했다.



Fig. 30 Displacement of shaft one

상대적으로 가벼운 200mm 기어와 가까운 쪽의 샤프트 한쪽 끝을 고정해놓고 축 처짐을 분석한 결과 Fig. 30과 같이 축 처짐 최대 변위는 0.03905mm로 나타난다. 축 처짐의 변위가 적기 때문에 샤프트 홀 더로 충분히 축 처짐을 막을 수 있을 것으로 예상된다.



Fig. 31 Displacement of shaft two

이번에는 상대적으로 무거운 400mm 기어와 가까운 쪽의 샤프트 한쪽 끝을 고정해놓고 축 처짐을 분 석한 결과 Fig. 31과 같이 축 처짐 최대 변위는 0.03831mm로 나타난다. Fig. 30에서와 비슷하게 축 처 짐의 변위가 적기 때문에 샤프트 홀더로 충분히 축 처짐을 막을 수 있을 것으로 예상된다.

2.5 제약 조건 및 해결 방안
2.5.1 제약 조건
1) 작동하는 시스템의 전체 부피 제약
선로 내부 공간을 확보하기 위한 비용을 최소화하기 위해 전체 시스템의 부피가 제한된다.
2) 고속으로 진행하는 전철의 주기에 맞춰 발전량을 최적화시켜야 한다.

2.5.2 해결 방안

'제약 조건 1)'을 해결하기 위해 부피 대비 인장 강도 비율이 높은 소재를 이용해 동력 전달부를 설계 했다. SNCM 소재를 사용하여 기어와 샤프트의 자체적인 부피를 최소화했으며, Fig. 32와 같이 구조 또 한 밀도 높게 설계해 최종 발전까지 시스템이 차지하는 부피 또한 최소화했다.



Fig. 32 Placement of gear part

'제약 조건 2)'을 해결하기 위해 플라이휠과 클러치를 이용했다. 전철이 운행하기 시작할 때 Fig. 33과 같이 고속으로 회전하는 플라이휠이 상시 치합 클러치를 통해 동력 전달부와 결합하고, 전철이 선로 패 드를 지나갈 때 aperture structure clutch를 통해 패드부와 동력 전달부가 결합하며 전철의 운행 속도에 맞는 각속도로 에너지를 회수할 수 있도록 돕는다. 결론적으로 본 시스템에서 플라이휠은 에너지 저장 장치로써의 역할을 수행함과 동시에 발전에 필요한 시스템의 최적 각속도를 유지하도록 한다.



Fig. 33 Jaw clutch and flywheel structure

3. 결과 및 토의

3.1 최종 설계 결과물의 장단점

·전철 선로에 활용 가능한 발전 시스템'은 기존에 낭비되던 전철 차량의 에너지를 안전하게 회수해 역 내 다양한 전력 수요에 활용 가능한 시스템으로, 철도 공공기관 및 국가적 에너지 절약에 기여할 수 있 다.

본 설계 메커니즘의 장점으로는 크게 2가지를 뽑았다.

 고속으로 운행하는 전철의 속도에 맞춘 시스템의 최적 각속도를 유지하기 위해 클러치 구조와 플 라이휠을 사용해, 에너지 저장 및 발전에서의 손실을 최소화할 수 있는 시스템이다.

2) 기존 선로 도면을 이용해 새로운 선로를 설계했는데, 2.4.2 - 2)에서와 같이 차륜과 패드가 맞닿는 접촉각을 고려해서 설계했다. 이외에도 굽힘 강도와 면압 강도 등을 시스템 내부에서 분석해 설계의 안 정성을 확보했다.

본 설계 메커니즘의 단점으로도 2가지를 뽑았다.

 작동 시 패드의 위치 변형에 의해 마찰에 의한 손실이 심할 것이다. 이를 고려해 실제 적용 시 마 찰 계수가 작은 소재를 마찰이 큰 부분에 보강하거나, 윤활제를 사용해야 할 것이다.

2) 전철 운행 시 소음 문제가 발생할 것이다. 이를 해결하기 위해 소음을 어느 정도 차단할 수 있는 소재로 동력 전달부 케이싱을 적용해야 할 것이다.

3.2 경제성 분석

본 시스템을 적용했을 때 실제 어느 정도의 효과를 볼 수 있는지 검토하여 효용성을 확인할 필요가 있다.

3.2.1 발전량 계산

전철이 하는 일이 에너지로 변환된다. 전철 1량의 질량은 40t⁽¹⁶⁾, 차륜은 1량에 8개이므로 차륜 1개당 5t의 하중을 갖는다. 차륜이 선로에 맞닿는 면적과 패드의 두께를 고려해 패드가 받는 하중을 2t이라 가정하면, 차륜이 패드1개를 지나갈 때 전철이 주는 에너지

 $E = 2000 kg \times 9.8 m/s^2 \times 0.1 m = 1960 J$

전철은 한 번 지나갈 때 차륜 40개가 각각의 패드에 하중을 주고 지나간다. 또한 하루 약 321번의 전 철이 지나가는 성수역에 시스템을 설치한다고 가정하고, 이를 모두 고려해 일평균 총 에너지를 계산하 면,

 $E_{day} = 1960J \times 2 \times 40 \times 321 = 50.3328MJ$

발생할 에너지 손실을 계산해야한다. 동력 전달부의 손실은 기어 간의 발생하는 손실, 새롭게 설계한 aperture structure clutch의 손실이 주요한 원인이다.

기어 간 손실의 경우, 마찰에 의해 평기어 0.98, 베벨기어 0.98의 효율을 갖는다⁽¹⁷⁾. 본 시스템은 랙부 터 플라이휠까지 총 평기어 6번, 베벨기어1번의 손실이 생긴다. 따라서 기어 간 손실을 고려한 효율 e_g 는 다음과 같다.

 $e_a = 0.98^6 \times 0.98 = 0.868$

aperture structure clutch 손실의 경우, aperture가 기어와 샤프트를 연결해줄 때 생기는 마찰부분은 총 5 번이다. aperture의 각 파트 간 마찰을 평기어간 마찰이라 가정해 계산한 효율 e_a 는 다음과 같다.

 $e_a = 0.98^5 = 0.904$

동력 전달부의 총 효율 e_t는 다음과 같다.

 $e_t = e_g \times e_a = 0.785$

이 때 발전기 효율은 $e_G = 0.9$ 라 가정⁽¹⁸⁾하여 에너지 손실을 고려한 일평균 총 에너지 E_{day} 는 다음과 같다.

 $E_{Day} = 50.3328 \text{MJ} \times e_t \times e_G = 35.5453 \text{MJ} = 9.8737 \text{kWh}$

3.2.2 전력사용처 및 효용성

2017년도 7월 도시철도 변전소의 역사부하 전력사용량을 알아보면⁽¹⁹⁾, 일평균 1747.9kWh을 사용한다. 본 시스템 1세트는 역사에서 사용하는 전력의 약 0.565%를 생산할 수 있다.

시스템을 전철의 감속구간에 양쪽 선로에 한 세트씩 약 30m 구간에 설치를 한다면 총 20세트를 설치 할 수 있고 이를 통해 역사 전력의 11.3%를 생산할 수 있다. 이를 금액으로 환산하면 세트 당 연평균48 만원, 총 연평균 960만원의 경제적 이익을 얻을 수 있다. 3.3 실제 모델 제작

3.3.1 전체 시스템 모델

본 시스템의 메커니즘이 제대로 작동하는지 확인하기 위해 실제 크기의 5분의 1 사이즈의 모델을 제 작했다. 모델의 전체 구조는 다음 사진과 같다.



Fig. 34 Structure of model

기어, 베어링, 샤프트, 브라켓, 알루미늄 채널은 기성품을 사용하였고, 나머지 부분은 Onyx 3D 프린터 출력물을 사용하여 제작했다.



1) 패드부

Fig. 35 Pad parts in model

Fig. 35와 같이 선로는 선로 패드 및 기어의 가시성을 위해 일부분만 제작되었다. 또한 Aperture 구조 는 이 모델에서는 하나의 기어로 대체되었으나 이 구조는 따로 제작되어 3.3.2에서 자세히 다룰 것이다. Aperture 구조가 없으므로 동작할 수 없는 선로 패드의 앞뒤 병렬 구조도 구현하지 않았다.



Fig. 36 Gear parts in model

모델 구조의 간략화를 위해 2:1 기어비를 한 번만 주었으며, 베벨기어와 평기어의 위치 또한 조정되었 다. 각각의 패드가 내려갈 때 가장 중앙의 축은 같은 방향으로 회전하게 된다. 중앙 부분의 축에서 동력 을 최종적으로 전달 받는 플라이휠 구조물은 생략했다.

3.3.2 Aperture 구조 모델

본 시스템에서 핵심적인 역할을 하는 Aperture 구조는 3D 프린팅을 통해 실제 사이즈의 2분의 1 크기 로 제작했다.



Fig. 37 Aperture structure model parts

파트를 조립하여 실제로 열림 상태와 잠금 상태를 구현하면 Fig. 38과 같은 형상을 가진다. 가시성을 위해 전체를 덮는 부품은 제외했다.



Fig. 38 Opened & Locked state of aperture model

3.4 압전 패드를 활용한 추가 발전 방안

설계 장치의 효율을 높이기 위해 압전 패드를 이용하여 추가적인 발전량을 얻는 방법을 고려했다. 전 철이 선로에 주는 진동, 충격 등의 기계적 에너지를 압전 패드가 전달받고, 전달받은 에너지로 재료가 분극이 되면 발생하는 재료의 수축 또는 팽창으로 변형이 발생하고 전기에너지를 얻을 수 있다. 선로 아랫부분에 압전 하베스터를 설치해 패드가 선로를 누를 때 압전 하베스터에 전달된 기계적 에너지로 전기 에너지를 추가로 얻고자 했다.



Fig. 39 Placement of piezoelectric harvester under railway

압전 시스템의 이론적인 발전량을 구하기 위해서 표면 전극의 면적과 세라믹 층의 두께, 비유전율, 가 해진 힘, 압전 전하 계수, 압전 전압 계수 등등 다양한 값들을 검색하여 이론적인 값을 구해도 압전 재 료의 유형, 재료의 변형 수준, 부하 손실, 압전의 정적 커패시턴스, 공진 주파수, 가해진 힘으로 발생하 는 크리프, 온도 등에 의해 편차가 너무 크게 벌어져 이론적인 발전량을 계산함에 어려움이 있다. 이에 실험적인 값으로 발전량을 추정하기 위해 2017년 한국도로공사에서 연구한 '압전 하베스터 성능 검증 및 운영전략 수립'을 참고했다.⁽²⁰⁾ 캐드 프로그램 측정으로부터 얻어진 설계한 시스템에 설치될 압전 하베스터의 면적은 2358cm²이다. 실험에서 사용한 압전 시스템 모델에 50cm×20cm에 해당하는 면적에 하베스터가 있고 압전체는 80개 가 존재한다. 우리가 구현하기로 한 압전 시스템의 면적은 2358cm²이므로 한국도로공사에서 분석한 모 델의 면적의 236% 수준이다. 실험에서 콘크리트 포장도로와 아스팔트 포장도로 두 경우에 대해 실험이 진행됐는데 이 중 압전 하베스터가 설치될 선로와 유사한 조건은 콘크리트다. 또한 지나간 트럭의 무게 는 11370kg이고, 바퀴 하나당 받는 하중은 1895kg으로 본 시스템에서 패드가 받는 하중인 2000kg과 유 사하다. 그리고 압전 시스템은 압력을 바로 받는 노출형 또는 위에 포장재를 덮는 매설형으로 나눌 수 있는데 본 시스템의 경우 선로 하부에 설치되기에 매설형으로 설정했다. 마지막으로 30km/h의 속도를 가정했다.



Fig. 40 Power-speed graph of piezoelectric device⁽²⁰⁾

이 실험조건에서 얻어진 8.1 W는 면적이 50cm×20cm일 때의 값이므로 본 설계에서 구현한 압전 시 스템의 면적인 2358cm²로 환산하면 19.1 W의 발전량을 얻을 수 있다. 위 값은 전철에 의해 시스템이 한 번 눌렸을 때의 값이므로 전철이 한 번 지나갈 때 시스템을 여러 번 누르고 간다는 점과 전철의 하 루 운행 횟수를 생각해본다면 준수한 발전량을 얻을 것으로 기대된다. 그러므로 다음과 같은 압전 시스 템을 이용해 추가적인 발전량을 획득한다면 시스템이 더 나은 경제성을 가질 수 있을 것이다.

4. 결 론

현재 운행되고 있는 전철 차량은 자체적으로 매우 큰 운동량을 가지며, 주야 쉼 없이 운행하기에 감 속 과정에서 버려지는 에너지의 하루 총량은 상당하다. 이를 적절히 회수해 역내에서 재사용할 수 있도 록 하는 기계적 시스템을 개발하면 매일 많은 양의 에너지를 절약할 수 있기에 필요성을 느껴 본 시스 템을 설계했다. 이후 설계 내용을 바탕으로 축소 모델을 제작해서 본 시스템의 실제 구동 과정도 확인 할 수 있었다. 시스템을 설계하며 다음과 같은 결론을 내렸다.

 해마다 정부는 온실가스 배출량을 줄이고 저탄소 경제를 실현하는 것을 목표로 했지만 도시 인프 라의 핵심인 철도의 선로 시스템에서의 에너지 하베스팅 기술의 다양성은 확보되지 못했다. 이러한 상 황에서 전철의 에너지를 직접적으로 회수할 수 있는 본 설계가 철도 공공기관의 전력 공급에 큰 역할을 할 수 있을 것으로 기대한다.

2) 본 설계의 에너지 회수 시스템을 응용하면 톨게이트, 교차로 등 자동차의 감속 구간에서도 전력 생

산에 이바지할 수 있을 것으로 판단된다.

3) 향후 실제 선로에서의 더욱 발전된 활용을 위해서는 각 역 구간에서의 규모와 전력 수요에 맞게 수치 등을 재조정하고, 철도 기관 및 관련 업체와의 긴밀한 협력이 요구될 것으로 판단된다.

후 기

이번 '제 11회 전국학생설계경진대회'는 학교에서 공부한 기계공학 이론과 프로그램을 통한 설계 방식 등을 현실에 적용해 볼 수 있는 좋은 기회였습니다. 물론 부품을 직접 디자인하거나 구입해서 모델을 제작하는 과정에서 예측하지 못했던 어려움도 많았고, COVID-19이라는 큰 변수 속에서 모여서 회의하 는 것조차 진행하기 힘든 상황도 있었습니다. 그러나 3D 프린팅 및 모델 제작 작업 공간인 X-Garage를 사용할 수 있게 해 주신 고려대학교 π-vile 관계자분들과, 힘든 여건에서도 세세하게 지도하며 큰 도 움을 주신 최병호 지도교수님이 계셨기에 최종결과물까지 완성할 수 있었습니다. 이런 대회를 개최해주 신 대한기계학회와 더불어 모두에게 감사의 말씀을 드립니다. 마지막으로 본 설계 아이디어가 앞으로 여러 분야의 에너지 절약 시스템 및 개발품 창출에 도움이 되기를 바랍니다.

참고문헌

- (1) "한국판 뉴딜", (https://www.korea.kr/special/policyCurationView.do?newsId=148874860#L6)
- (2) "서울 지하철 전동차, 브레이크 밟으면 에너지 생산", 2013, 서울특별시 도시기반시설본부, pp. 1~2.
- (3) 특허정보넷 키프리스, 2021, (http://www.kipris.or.kr/khome/main.jsp)
- (4) "과속방지턱 자가 발전장치", 2012, 김낙진
- (5) 기계 로봇 연구정보센터, (https://www.materic.or.kr/main/main.asp)
- (6) "도시철도시설 표준규격", 2009, 국토해양부
- (7) Bin, Zhu., Jing, Zeng., Qunsheng, Wang., Yi, Wu., Sheng, Qu., 2019, "Modification of the semi-Hertz wheel-rail contact method based on recalculating the virtual penetration value", Vehicle System Dynamics, 57:10, pp. 1416.
- (8) "보통레일 50kgN 표준규격", 2020, 서울교통공사
- (9) "철도차량기술기준", 2014, 국토교통부, pp. 5.
- (10) K, Gopinath., M, M, Mayuram., "Machine Design II"
- (11) "공업용 원통기어-모듈", 2018, 국가기술표준원
- (12) Surface durability of spur and helical gears, (http://khkgears.net/new/)
- (13) SteelGr-China steel suppliers, 2012, (https://www.steelgr.com/Steel-Grades/Carbon-Steel/sncm420.html)
- (14) "직선 베벨 기어-모듈 및 다이어미트럴 피치", 2020, 국가기술표준원
- (15) Vidosic, Joseph P., 1957, Machine Design Projects, Ronald Press, New your
- (16) 철도산업정보센터 차량도감, (http://www.kric.go.kr)
- (17) Gear efficiency, (https://roymech.org/Useful_Tables/Drive/Gear_Efficiency.html)
- (18) "수평축 풍력발전용 터빈 블레이드 최적 설계 및 공력성능해석에 관한 연구", 2005, 김범석, pp. 44.
- (19) Jong-young, Park., 2018, "Analysis of Electrical Loads in the Urban Railway Station by Big Data Analysis", The Transactions of the Korean Institute of Electrical Engineers Vol. 67, No. 3, pp. 460~466.
- (20) "압전 하베스터 성능검증 및 운영전략 수립", 2017, 한국도로공사