

대한기계학회 주선

제10회 전국학생설계경진대회(2020년)

설계 최종 보고서

참가부	대학부 (V)				
참가분야	공모주제 (V) / 자유주제 ()				
참가팀명	AUTO WHEEL				
설계제목	탈부착 휠체어 전동 모듈				
지도교수/교사	(소속) 단국대학교 (성명) 조구영 (이메일) guyoungcho@dankook.ac.kr				
대표자 (신청인)	성명	소속	연락처 (휴대폰)	E-mail	주소
	온찬민	단국대학교 기계공학과			

참가팀원 인적사항

NO	성명	소속 / 학년	E-MAIL
1	온찬민	단국대학교 기계공학과 / 4학년	ohncm@naver.com
2	김광섭	단국대학교 기계공학과 / 4학년	zzcvnm3@naver.com
3	김민재	단국대학교 기계공학과 / 4학년	alswo5532@naver.com
4	김현직	단국대학교 기계공학과 / 4학년	kqkq1517@naver.com
5	정선준	단국대학교 기계공학과 / 4학년	jjhm0814@naver.com
6	최혜림	단국대학교 기계공학과 / 4학년	hyerim_0122@naver.com

설계 요약문

참가분야	공모주제 (v) / 자유주제 ()
참가팀명	AUTO WHEEL
설계제목	탈부착 휠체어 전동 모듈
대표자명	온찬민
요약문	탈부착 전동 휠체어 모듈 (Detachable Electric Wheelchair Module)은 수동휠체어에 장착 후 외부 동력으로 운행가능하게 하여 사용자에게 편리함을 제공하는 장치이다. 고령화 인구의 증가와 산업화로 인한 장애유발요인의 증대로 휠체어의 수요가 증가하는 현재, 수동 휠체어는 사용자가 직접 움직이기에 어려움이, 전동 휠체어는 가격과 휴대성에 단점이 있다. 이 모듈은 수동 휠체어에 탈부착 할 수 있게 제작되어 사용자의 편리함과 가격, 휴대성에 큰 이점이 있다. 기존에 존재하는 휠체어에 부착하여 사용하는 제품이므로 호환성이 중요하다. 따라서 수동휠체어의 기술표준원 (Korean Agency for Technology and Standards)에 명시된 수동 휠체어 표준규격과 비교하여 설계를 진행하였다. 또한 노인 또는 장애인이 주로 사용하는 제품이므로 탑승자의 안전을 위해 구조적 안정성이 제일 중요하다. 정적 시뮬레이션을 통해 각 부재에 걸리는 힘과 안정성을 계산하였다. 그 결과, 우리는 탈부착 전동 휠체어 모듈 (Detachable Electric Wheelchair Module)이 구조적으로 안전하고 수동 휠체어에 호환이 가능한 제품으로 결론지었다.
설계프로젝트의 입상 이력	-

탈부착 휠체어 전동 모듈

온찬민, 김광섭, 김민재, 김현직, 정선준, 최혜림, 조구영[†]
단국대학교 기계공학과

Detachable wheelchair electric module

Chanmin Ohn, Gwnag-Seob Kim, Min-Jae Kim, Hyeonjik Kim, Seon-Jun Jeong, Hyerim Choi and Guyoung Cho^{*}

^{*} School of Mechanical Engineering, Dankook University

Key Words: Detachable and attachment(탈부착), Module(모듈), Wheelchair(휠체어), Compatibility(호환성), Structural stability(구조안정성), Static simulation(정적해석)

초록: 탈부착 전동 휠체어 모듈은 수동휠체어에 장착 후 외부 동력으로 운행가능하게 하여 사용자에게 편리함을 제공해주는 장치이다. 휠체어의 수요가 증가하는 현재, 이 모듈은 수동 휠체어에 탈부착 할 수 있게 제작되어 사용자의 편리함과 가격, 휴대성에 큰 이점을 준다. 일반 휠체어와의 호환성을 위해 기술표준원에 명시된 수동 휠체어 표준규격과 비교하여 설계를 진행하였다. 또한 탑승자의 안전을 위해 각 부재에 걸리는 힘과 안정성을 정적 시뮬레이션을 통해 계산하였다. 그 결과, 우리는 탈부착 전동 휠체어 모듈이 구조적으로 안전하고 수동 휠체어에 호환이 가능한 제품으로 결론지었다.

Abstract: Detachable wheelchair electric module connected with a conventional wheelchair can be operated by external driving force, and it provides convenience to users. In this project, detachable electric wheelchair module was designed to detach itself from a manual wheelchair, achieving significant benefits for the user's convenience, price, and portability in High demand. For compatibility, the design was carried out in comparison with the manual wheelchair standard specifications specified in The Korean Agency for Technology and Standards. Also, the force and stability were calculated by static simulation for structural stability. As a result, this module is structurally safe and compatible with manual wheelchairs.

1. 서론

1.1 주제선정

아래 발명품은 수동 휠체어에 부착하는 형식의 전동 모듈로, 외부 동력원에 별도의 모터를 장착하여 수동 휠체어를 전동 휠체어로 개조시키는 것을 목적으로 한다. 제어의 경우에는 모터 드라이버를 이용하여 브레이크와 방향, 속도 등을 제어한다. 또한, 핀 조인트와 rotary latch를 이용해서 휠체어와 모듈의 자세를 제어한다. 부재의 중간 부분에 진동을 억제해줄 수 있는 고무 패킹을 장착한다.

[†] Corresponding Author,

© 2020 The Korean Society of Mechanical Engineers



Fig. 1 3D modeling of Detachable electric wheelchair module

1.2 설계목표 및 시장조사

- 수동 휠체어에 전동 모듈을 탈부착할 수 있게 하여 일반 수동 휠체어와 전동 휠체어의 단점을 각각 보완한다.
- 필요에 의해 전동 모듈을 탈부착하여 수동, 전동 휠체어의 장점들만을 최대화한다.
- 다양한 크기의 모든 휠체어에 모듈이 탈부착할 수 있도록 구조를 개선하여 범용성을 높인다.
- 탈부착 기능은 사용자가 최대한 간편하게 할 수 있도록 제작한다.
- 환자의 사용물에 부착되는 만큼 안정성을 중요시하여 제작한다.

1.2.1 시장성 조사 - 고령화

국토교통부의 교통약자 분류를 보면 고령자가 598만 명, 장애인이 150만 명으로 조사되며 이 인원수는 매년 증가하는 추세를 보인다.

*교통약자 : 장애인, 고령자 등 생활을 영위함에 있어서 이동에 불편을 느끼는 자

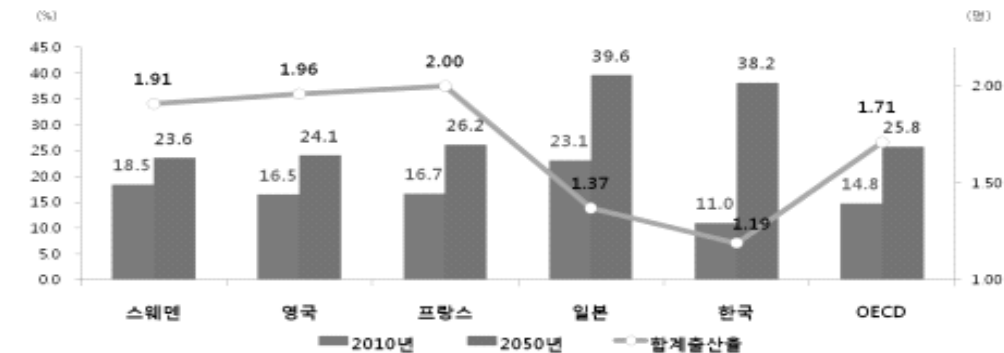
*고령자 : 60세 이상, 때에 따라서는 70세 이상, 때로는 50세 이상을 가리킴

가정별	인구구조·유형별	2025	2024	2023	2022	2021	2020	2019	2018	2017
총위 추계(기본 추계: 생산 출·종위 / 기대수명-종위 / 국제순이동-종위)	총인구(명)	51,905,126	51,887,623	51,868,100	51,846,339	51,821,669	51,780,579	51,709,098	51,606,633	51,361,911
	남자(명)	25,974,283	25,973,590	25,971,608	25,967,841	25,961,532	25,945,737	25,913,295	25,863,502	25,736,793
	여자(명)	25,930,843	25,914,033	25,896,492	25,878,498	25,860,137	25,834,842	25,795,803	25,743,131	25,625,118
	성비(여자1백명당)	100.2	100.2	100.3	100.3	100.4	100.4	100.5	100.5	100.4
	인구성장률	0.03	0.04	0.04	0.05	0.08	0.14	0.20	0.48	0.28
	인구(명): 0-14세	5,540,591	5,661,411	5,800,620	5,984,826	6,191,630	6,236,836	6,434,627	6,599,388	6,724,283
	인구(명): 15-64세	35,853,375	36,281,510	36,620,006	36,886,870	37,132,956	37,358,309	37,589,552	37,645,085	37,571,568
	인구(명): 65세 이상	10,511,160	9,944,702	9,447,274	8,974,643	8,537,023	8,125,432	7,684,919	7,372,180	7,065,060
	- 구성비(%): 0-14세	10.7	10.9	11.2	11.5	11.9	12.2	12.4	12.8	13.1
	- 구성비(%): 15-64세	69.1	69.9	70.6	71.1	71.7	72.1	72.7	72.9	73.2
	- 구성비(%): 65세 이상	20.3	19.2	18.2	17.3	16.5	15.7	14.9	14.3	13.8
	총부양비	44.8	43.0	41.6	40.6	39.6	38.6	37.6	37.1	36.7
	유소년부양비	15.5	15.6	15.9	16.2	16.6	16.9	17.1	17.5	17.9
	노년부양비	29.3	27.4	25.8	24.3	23.0	21.7	20.4	19.6	18.8
	노령화지수	189.7	175.7	162.9	150.0	138.8	128.0	119.4	111.9	105.1
	종위연령(세)	46.7	46.1	45.5	44.9	44.3	43.7	43.1	42.6	42.0
	종위연령(세)-남자	45.3	44.7	44.1	43.5	42.9	42.3	41.8	41.2	40.7
	종위연령(세)-여자	48.1	47.6	47.0	46.4	45.8	45.2	44.5	43.9	43.3
	평균연령(세)	45.4	44.9	44.4	43.8	43.3	42.8	42.2	41.7	41.2
	평균연령(세)-남자	44.2	43.7	43.2	42.7	42.1	41.6	41.0	40.5	40.0
	평균연령(세)-여자	46.5	46.0	45.5	45.0	44.5	43.9	43.4	42.9	42.4

Fig. 2 General population indicators

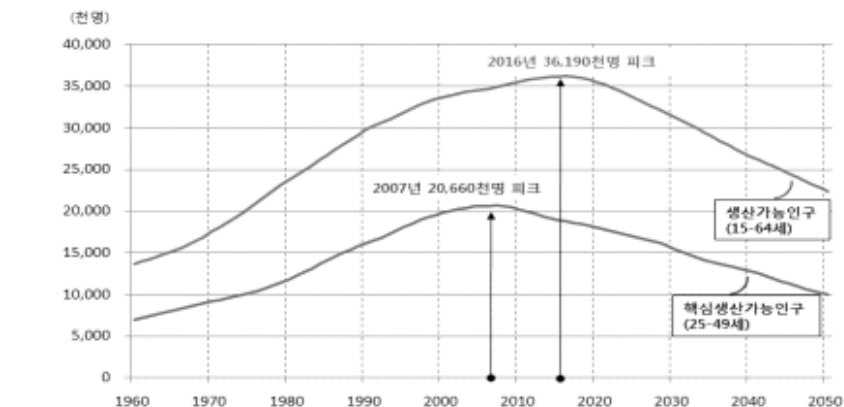
“위에 나와 있는 통계청에서 조사한 자료처럼 2017년부터 향후 2025년까지의 인구 추이를 어느 정도 예상한 결과이다. 통계치에서 인구 성장률은 꾸준히 하락하며 15세~64세의 청장년층의 비율이 빠른 속도로 하락하고 있음을 보여준다. 또한, 65세 이상 노년층의 경우에는 꾸준한 속도로 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 EU와 대한민국의 초고령화 스터디에서도 알 수 있다. OECD 국가들과 비교할 때 우리나라

라의 고령화는 상대적으로 낮은 축에 속하지만, 2050년경에는 심각한 수준으로 변화될 것으로 전망되기 때문이다. 2010년 우리나라의 고령화율은 11.0%로 멕시코(5.9%)와 터키(6.3%)에 이어서 가장 낮은 수준이지만(OECD 평균 14.8%), 2050년이 되면 우리나라의 고령화율은 38.2%로 급증하여 일본(39.6%) 다음으로 65세 이상 노인 인구비율이 가장 높은 수준에 이를 것으로 전망된다. (2050년 OECD 평균 25.8%)”(박명호, 2011, p.10)



자료: OECD, 2010 Factbook.

Fig. 3 International comparison of elderly population ratio and total fertility rate



자료: 통계청.

Fig. 4 Changes in the Labor Market: Producing and Core Producing Population (박명호, 2011, p.11)

위에 나와 있는 스터디들과 같이 우리나라의 고령화는 장기적인 관점에서 봤을 때 매우 심각한 수준에 이를 것으로 예상된다. 이는 필연적으로 휠체어 사용인구의 증가로 이어지며 사람마다 개인 전동 휠체어의 구매가 어려운 현실점에서 기존에 보급되어있던 수동 휠체어의 자동화(모듈화)는 시급하다.

1.2.2 시장성 조사 - 장애인 및 요양원

간병인과 장애인의 전동 휠체어 활용에 대한 문제점에 대한 스터디를 인용했다.

“현재 사용하고 있는 재활보조기구는 전동 휠체어 44.4%, 수동 휠체어 28.3%, 목발·지팡이 12.1%로 조사되었는데 응답자의 84.8%가 보행에 도움이 되는 재활보조기구를 사용하고 있음을 알 수 있다.”(이금희, 2008년, p.43)

구분		빈도(명)	%
소유 보장구 n = 136	수동휠체어	56	28.3
	전동휠체어	88	44.4
	보조기	10	5.1
	의수족	3	1.5
	목발, 지팡이	24	12.1
	보청기	7	3.5
	저시력보조기	3	1.5
	기타	5	2.5
	전동스쿠터	2	1.0
계		198	100.0

Fig. 5 Use of rehabilitation aids(이금희, 2008년, p.43)

(단위: 명, %)

구분	구입 비용 때문	적합한 재활 보조 기구가 없어서	사용하기 불편	구입처 몰라서	미관상 흥해서	효과가 없어서	구입시간 이 없어서	기타
계 (356,535)	68.3	6.7	5.8	5.6	5.6	4.0	1.5	2.6

주: 비례당 및 무응답 제외, ()는 전국추경수입.

Fig. 6 Reasons for not purchasing necessary rehabilitation aids(권선진, 2005, p.4)

Table. 1 The problem of electric wheelchairs

전동 휠체어 문제점	응답률
무겁다.	11%
너무 크다.	8%
조작하기 어렵다	7%
세척이 어렵다.	6%
충전시간이 오래 걸린다	8%
서비스가 어렵다.	5%
환자 옮기기가 어렵다	9%
기타 응답	14%

“접이식 전동 휠체어의 필요성은 84%, 구매의향은 82%로 조사되었다. 사용 용도는 수납 즉 차량에 싣는 목적이 64%이고, 중요요소는 안정성 44%와 휴대성 42%로 나타내었다. 접이식 전동 휠체어의 선호모양은 분리되는 타입이 44%로 선호도가 가장 높았으며, 분리 개수는 2개의 분리 타입이 60%로 가장 높게 나타났다.”(이정아, 2015, p.5)

”장애인 재활보조기구 교부에 관하여 정부 및 생산업체에 건의사항은 가격을 싸게 해달라 20.6%, 견고하게 제작 18.3%, 수리비가 비싸다 15.9%, 개인에게 맞게 제작 13.4%, A/S가 잘 되어야 한다. 8.5%...(이금희, 2008년, p.52) 로 나타난다.

우리가 제작하는 제품의 경우에는 위에 나와 있는 건의사항 중 원가를 절감해서 가격을 낮추고, 휠체어 규격에 맞추어 호환되도록 제작했다. 또한, 조력자의 도움 없이 이동할 수 있도록 하는 부분에 초점을 맞췄다.

상병순위별(1)	2017 진료실인원 (명)
2위_S33 요추 및 골반의 관절 및 인대의 탈구, 염좌 및 긴장	26,363
4위_M17 무릎관절증	21,486
6위_M25 발리 분류되지 않은 기타 관절장애	14,353
8위_G81 편마비	6,643
9위_M48 기타 척추병증	6,492
11위_M62 기타 근육 장애	5,147
13위_M50 경추간판장애	3,918
14위_U23 신경계통의 질환	3,831
16위_G20 파킨슨병	3,171
17위_U69 뇌혈관질환의 후유증	3,060
18위_S72 대퇴골의 골절	2,915
20위_S32 요추 및 골반의 골절	2,612
21위_M47 척추증	2,542
23위_S83 무릎의 관절 및 인대의 탈구, 염좌 및 긴장	2,448
26위_M19 기타 관절증	2,000
27위_M13 기타 관절염	1,944
29위_S93 발목 및 발부위의 관절 및 인대의 탈구, 염좌 및 긴장	1,727
31위_U61 뇌내출혈	1,467
32위_M23 무릎의 내부 이상	1,466
34위_G82 하반신마비 및 사지마비	1,398
36위_S82 발목을 포함한 아래다리의 골절	1,219
38위_S92 발목을 제외한 발의 골절	1,030
41위_M24 기타 명시된 관절 이상	1,007
43위_U30 근골격계 및 결합조직의 질환	917
50위_U67 기타 뇌혈관 질환	676
57위_S06 두개내손상	504
61위_M16 고관절증	430
65위_M15 다발관절증	389
66위_U60 지주막하출혈	387
69위_M77 기타 골부좌부병증	378
71위_S73 손부의 관절 및 인대의 탈구, 염좌 및 긴장	368
75위_M20 손가락 및 발가락의 회전변형	347
77위_R25 이상물수의운동	306
79위_S23 종족의 관절 및 인대의 탈구, 염좌 및 긴장	297
91위_M81 병적골절이 없는 골다공증	232
98위_S80 아래다리의 표재성 손상	203
99위_M06 기타 류마티스 관절염	197
	123,870

Fig. 7 Women's diseases

상병순위별(1)	2017 진료실인원 (명)
2위_S33 요추 및 골반의 관절 및 인대의 탈구, 염좌 및 긴장	16,079
3위_M51 기타 추간판 장애	8,811
5위_G81 편마비	5,924
7위_M17 무릎관절증	4,462
8위_M25 발리 분류되지 않은 기타 관절장애	4,357
9위_U23 신경계통의 질환	2,619
11위_M50 경추간판장애	2,373
12위_U69 뇌혈관질환의 후유증	2,372
13위_M62 기타 근육 장애	2,267
14위_M48 기타 척추병증	2,206
17위_G82 하반신마비 및 사지마비	1,619
18위_S83 무릎의 관절 및 인대의 탈구, 염좌 및 긴장	1,586
19위_U61 뇌내출혈	1,568
22위_S93 발목 및 발부위의 관절 및 인대의 탈구, 염좌 및 긴장	1,032
24위_M47 척추증	855
30위_S72 대퇴골의 골절	646
31위_S32 요추 및 골반의 골절	621
32위_S82 발목을 포함한 아래다리의 골절	610
33위_S06 두개내손상	595
35위_M19 기타 관절증	559
36위_S92 발목을 제외한 발의 골절	501
38위_M23 무릎의 내부 이상	475
39위_M13 기타 관절염	474
43위_M24 기타 명시된 관절 이상	423
48위_U30 근골격계 및 결합조직의 질환	309
50위_U67 기타 뇌혈관 질환	271
59위_S86 아래다리 부위의 근육 및 힘줄의 손상	198
62위_S73 손부의 관절 및 인대의 탈구, 염좌 및 긴장	187
74위_M87 골괴사	144
78위_M77 기타 골부좌부병증	128
79위_U62 기타 뇌외상성 두개내 출혈	126
80위_R26 보행과 이동의 이상	123
84위_R25 이상물수의운동	119
88위_C71 뇌의 악성 신생물	115
92위_G93 뇌의 기하장애	110
94위_M15 다발관절증	108
96위_G83 기타 마비후로군	102
100위_M16 고관절증	98
	65,172

Fig. 8 Men's diseases

휠체어가 필요한 질병의 내한 입원 수를 알기 위하여 통계청의 [질병 소분류별 입원 다 빈도 상병 급여현황]을 조사해보았다. 남성은 약 68,000명, 여성은 약 120,000명이 휠체어를 사용해야 하는 질병을 갖고 있는 것으로 나타났다. 위와 같은 결과는 영구적인 장애를 앓고 있는 사람들이 아닌, 일시적인 장애를 얻은 사람들 또한 포함된 결과로써 실질적으로 휠체어가 있어야 하는 인구는 더 많을 것으로 예측된다.

휠체어 사용 인구는 질병에 걸린 인구 중 상당히 많은 부분을 차지하고 있으며, 그림 5와 같이 휠체어 중 수동 휠체어의 보급률이 전체 휠체어 보급 중 1/3임을 알 수 있다. 질병에 걸린 사람이 일반적으로 수동 휠체어를 원활하게 운용하지 못하며, 질병을 제외하고도 요양원이나 기타 노인 인구의 사용을 생각했을 때 수동 휠체어의 자동화 (모듈화)는 필요하다고 생각한다. 또한, 사용인구의 증가 추이에 따라서 앞으로의 시장성 또한 점점 더 올라갈 것으로 생각한다.

2. 설계 핵심 내용

2.1 특허 조사 및 기존 특허 제품과의 차이점

2.1.1 특허 조사

- ▶ 등록실용신안공보 20-2005-0001385 [휠체어의 착탈식 전동장치]

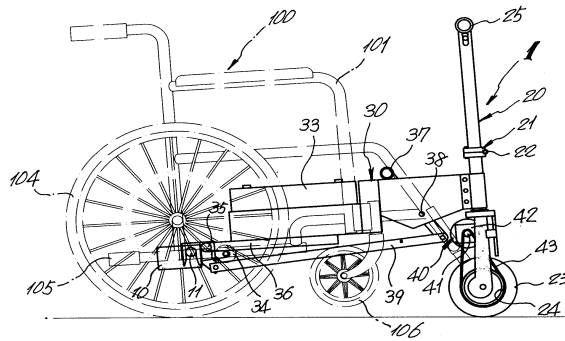


Fig. 9 Wheelchair detachable and attachment electric device

휠체어의 하부에 충전식 배터리를 장착하여 외관이 미려하고 다수개의 충전식 배터리를 장착하여 교환 없이 장시간 사용이 가능하며 주행 시 휠체어 앞바퀴가 들려서 주행이 원활하고 휠체어와 전동장치의 체결이 손쉽게 이루어지는 휠체어의 착탈식 전동장치를 제공함에 그 목적이 있다.

- ▶ 공개특허공보 10-2018-0113008 [수동 휠체어에 탈부착 되는 전동 보조기]

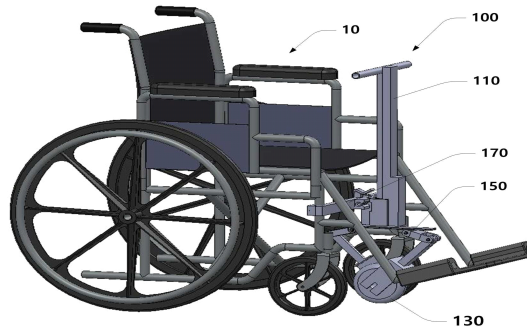


Fig. 10 Detachable and attachment electric Auxiliaries

수동 휠체어와 쉽게 탈부착할 수 있으며, 전동 보조기 부착 시에도 수동 휠체어로의 전환이 가능하며 자기 강화 효과를 이용하여 충분한 구동력과 제동력을 출력할 수 있는 수동 휠체어에 탈부착 되는 전동 보조기를 제공하는 데 목적이 있다.

▶ 등록실용신안공보 20-2000-0030227 [탈부착식 휠체어용 전동 동력 장치]

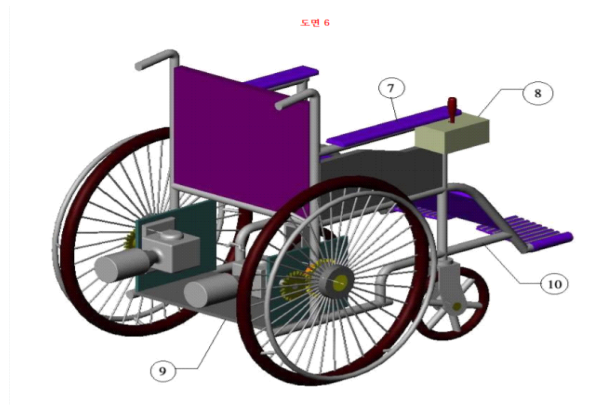


Fig. 11 electric power unit for Wheelchair

Table. 3 manual wheelchair's KS and rotating space

치수	사용 준비 시 (mm)	접거나 또는 분해 시 (mm)
전체 길이 - 최대	1200	900
전체 너비 - 최대	700	350
전체 높이 - 최대	1200	1200
회전 지름 - 최대	1000	권장 사항 없음
피벗 너비 - 최대	1300	권장 사항 없음
최저 지상고 - 최소	30	권장 사항 없음

구동 모터와 휠 축 사이에 동력전달 효율이 높은 기어를 사용하여 직접 연결함으로써 동력손실을 최소화하고, 기존의 수동 휠체어에 탈부착할 수 있도록 하여 수동 및 전동 휠체어로의 전환이 가능한 동력 전달 장치를 제작하는 것을 목적으로 한다.

2.1.2 특허제품과의 차이점

위 특허들과의 차이점 첫 번째는, 인 휠 모터를 사용하는 것이 아닌 바퀴 축과 DC 모터를 체인으로 연결해 동력을 전달한다는 점이다. 인 휠 모터의 단점을 살펴보면

- 2개의 모터를 사용하기 때문에 주행거리에 제한이 있다.
- 조향 시 차량의 안정성이 떨어진다.

DC 모터에 비해 매우 비싸다.

수리가 어렵다.

주행거리와 안정성은 우리에게 중요한 요소이기 때문에 DC 모터를 사용하여 이러한 문제를 해결했다. 또한, 우리의 목적 중 하나인 전동 휠체어의 높은 가격을 보완한다는 점에서 저렴함을 유지해야 하므로 DC 모터로 선정하였다.

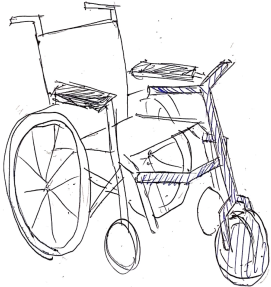
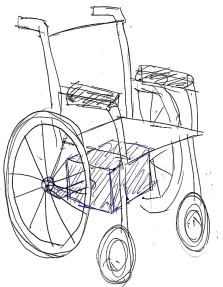
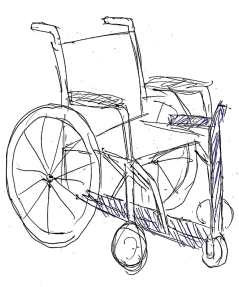
차이점 두 번째는, 체결방식 및 개조 여부의 차이이다. 위의 방식들은 휠체어를 직접 개조해서 모듈을 영구히 장착하는 방식이거나, 휠체어의 자세를 들어 올리는 데에 다른 방식을 사용했지만, 우리의 휠체어 전동 모듈의 경우 Rotary latch와 핀 조인트를 사용해서 휠체어와 모듈의 자세를 제어한다. 휠체어의 체결 부분을 핀 조인트 연결을 통해서 두 파트로 나누었으며, 각각 경첩과 같은 형태로 포개질 수 있도록 설계를 진행했다. 그를 통해 겹쳐지면서 휠체어와 모듈이 지면과 이루는 각도가 변경되고, 휠체어의 앞바퀴가 떠서 최종적으로 삼륜차 형태로 변형된다.

2.2 부품 선정

2.2.1 개념 설계

우리는 수동 휠체어에 부착하여 전동으로 운행할 수 있게 만드는 모듈을 주제로 선정하였다. 수동 휠체어의 단점을 보완하고, 전동 휠체어의 장점을 최대한 살릴 수 있도록 다양한 구동 방식에 대한 개념 설계를 진행하였다.

Table. 4 conceptual design

 Fig. 12 Front detachable and attachment module	 Fig. 13 A module located between wheels	 Fig. 14 Kickboard Shape Module
---	--	--

각 모듈의 특징과 원리, 장단점은 다음과 같다.

- 전면 탈부착 모듈

이는 휠체어의 손잡이 부분에 모듈을 체결하여 구동하는 방식이다. 모듈은 바퀴에서 축이 위로 뺀어 올라가고, 그 끝에는 손잡이가 있는 형태이다. 손잡이와 바퀴 사이 축에 모터와 배터리를 고정한다. 또한, 체결부 부분에 Rotary latch를 장착하여 휠체어의 앞바퀴를 띄울 수 있게 만든다. 가장 큰 장점은 이용자 혼자 모듈과 휠체어를 체결할 수 있다는 점이다. 하지만 모듈이 휠체어에 체결되어있지 않은 상태일 때, 따로 지지대가 있어야 한다.

- 바퀴 사이에 체결하여 움직이는 모듈

이는 모터를 양쪽 바퀴에 직접 연결하여 구동하는 방식이다. 직접연결인 만큼 모터와 바퀴의 거리가 짧아져 효율이 높아질 것으로 예상된다. 하지만 모터가 바퀴 쪽과 가까운 만큼 휠체어 이용자가 혼자서 체결하기 어려울 것이다. 다른 사람의 도움을 받아 체결하거나 허리를 최대한 숙여 혼자 체결해야 할 것이다.

- 킥보드 모양 모듈

이는 1번과 비슷하지만, 체결방식이 다르다. 모듈 자체가 킥보드 모양으로 되어있다. 킥보드를 보았을 때, 사람이 밟고 올라가는 부분에는 배터리를 부착하여 무게중심을 낮춘다. 하지만 킥보드 모양의 앞뒤로 바퀴가 각각 달려있어 바퀴를 2개 하게 된다. 이로 인한 구조상 휠체어의 앞바퀴를 띄울 수 없어 조향에 어려움이 있다. 하지만 전면 탈부착 모듈과는 다르게 체결 전 상태에 모듈에 지지대가 필요하지 않다.

우리가 제작하려는 의도와 가장 적합하게 구동과 체결을 할 수 있는 전면 탈부착 모듈로 구동 방식을 결정하였다.

2.2.2 구체 설계

- 구동 제한 조건

우리가 선정한 탈부착 전동 모듈의 조향 방식은 오토바이나 자전거처럼 핸들을 좌우로 돌리는 방식이다. 그러나 수동 휠체어의 앞 보조 바퀴는 360° 회전하여 모듈의 조향에 방해가 된다. 또한, 휠체어 뒷바

퀴, 보조 바퀴, 모듈 바퀴 3개의 바퀴가 모두 지면에 닿아있으면 오르막길이나 턱을 지날 때 모듈의 앞바퀴가 공중에 뜨게 되어 구동에 문제가 있다. 따라서 모듈과 체결부 사이에 핀 지지 형태의 회전 기구를 두어 최종 체결 시 휠체어의 앞바퀴가 지면에서 떨어지도록 설계하였다.

휠체어가 회전하여 앞바퀴가 공중에 뜨게 되면 그만큼 휠체어가 뒤로 기울게 된다. 그렇다면 몇 도($^{\circ}$)정도 기울여야 할까? 우리는 사용자의 심리적 안정에 초점을 두었다. 뒤로 너무 많이 기울게 되면 사용자가 불편함을 느낄 수 있고 물리적 안전 자체에서도 문제가 생기기 때문이다. 심리적으로 안정감을 느끼는가는 사람마다 다른 영역이므로 직접 조원들이 직접 휠체어에 타서 기울여 어느 순간부터 불안함을 느끼는가에 대해 실험하였다. 실험결과 평균적으로 약 20° 이상 기울었을 때부터 불안함을 느끼기 시작하였다. 사람마다 차이가 있고 휠체어를 실제로 사용하는 사람들은 더 낮은 각도인 15° 에서부터 불안함을 느낄 수 있다고 생각하여 기울이는 각도를 안전하게 10° 로 설정하였다.

휠체어는 10° , 모듈은 체결 시 25° 정도가 기울어지도록 설계한다. 즉 모듈의 중앙 부분은 체결 각이 약 $30^{\circ} - 40^{\circ}$ 가 되어야 한다. 이때, 휠체어의 앞바퀴는 지면으로부터 약 8cm 정도 떠 있게 된다.

- 구동 스펙

탈부착 전동 모듈은 다른 이동 수단과 다르게 빠른 속도가 중요하지 않다. 주로 노인, 장애인들이 사용하므로 그 무엇보다 안정성이 가장 중요하다. 따라서 모듈의 제한 속도는 너무 빠르지 않고 안전하도록 성인남성이 걷는 속도의 약 1.5배로 선정했다. 최고 속도는 약 6-8km/h로 두고 속도의 조절이 가능하게 한다.

또한, 사용자의 제한 하중을 30~80kg으로 정했다. 휠체어에 탑승하는 사람들은 남녀노소 다양하고, 그중 조건을 만족하는 사람만 모듈을 사용할 수 있다고 하면 제작 의도에 맞지 않는다고 생각하였다. 따라서 우리는 특정 신체조건에 구애받지 않고 대부분의 사람이 폭넓게 사용할 수 있도록 사용자의 제한 하중을 30~80kg으로 정했다. 이는 우리의 구동 방식과 유사한 전동킥보드의 최대하중이 100kg인 점을 고려하면 합리적인 제한 하중이라고 볼 수 있다.

모듈의 바퀴 지름은 약 30cm로 선정하였다. 그 이유는 바퀴의 치수가 커지면 그만큼 안정성도 늘어나기 때문이다. 모듈의 제한 치수와 속도 등 여러 가지 고려사항을 생각하여 바퀴 지름을 선정하였다.

위의 제한 조건들을 고려하여 진행한 동력 계산은 다음과 같다.

- 설정 조건

최대하중 $W_{max} = 130kg$; 휠체어 20kg + 사람 80kg + 모듈 30kg

모터에 의한 모듈의 최대속도 $V_{max} = 6km/h = 1.667m/s$

타이어와 바닥의 마찰계수 $\mu_r = 0.03$

중력 가속도 $g = 9.81m/s^2$

타이어의 반지름 $r = 5 \text{ in.} = 0.127 \text{ m}$

등판 각 : 10°

모듈이 작동 후 최대속도까지 도달하는 시간 $t = 2s$

→ 가속도 $a = 0.833m/s^2$

$$\text{관성모멘트 } J = \frac{WD^2}{8} = 10483.85 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \quad (1)$$

- 계산과정

$$rpm = \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \times 0.127m} \times 1.6667m/s \times \frac{60\text{sec}}{1\text{min}} = 125.321 \text{ rpm} \rightarrow 1\text{초에 } 2.089 \text{ 바퀴} \quad (2)$$

$$\text{각속도 } w = \frac{125.321 \text{ rev}}{1 \text{ min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} = 13.124 \text{ rad/s} \quad (3)$$

$$T_m = \frac{\mu WD}{4} = \frac{0.03 \times 130 \times 25.4}{4} = 24.765 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \quad (4)$$

$$T_a = \frac{2\pi f J}{g \Delta t} = \frac{2\pi (2.089 \text{ rev/s}) (10483.85 \text{ kg} \cdot \text{cm}^2)}{(981 \text{ cm/s}^2)(2 \text{ s})} = 70.136 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \quad (5)$$

$$T_m + T_a = 94.901 \text{ kgf} \cdot \text{cm} \quad (6)$$

안전계수를 2로 설정하여

$Power = 244.36 \text{ W} \rightarrow$ 모터 동력을 250W로 지정

Table. 5 Motor catalog

	Model	MY1016
	Motor Type	DC GEARED MOTOR
	Voltage	24V
	Speed	2650 RPM
	Power	250W
	Commutation	Brush
	Rated Torque	80 kg · cm
	Rated Current	≤ 14A
	Weight	2.98 kg
	Efficiency	≥ 78%
	Reduction ratio	9.78:1

Fig. 15 MY1016

- 회전 반경

최대 선회 각 = 60°

L (구동 바퀴와 휠체어 바퀴 사이의 거리) = 996.67mm

d (휠체어 바퀴 사이의 거리) = 600mm

s (휠체어 뒷바퀴 중심부로부터 무게중심까지의 거리) = 291.22mm

R = 선회 반경 (미지수)

x = Turning Center와 휠체어 뒷바퀴 중심부 사이의 거리 (미지수)

$$\tan 30^\circ \times 996.67 \text{ mm} = x \quad (7)$$

$$x = 573.43 \text{ mm}$$

$$R = \sqrt{x^2 + s^2} = \sqrt{573.43^2 + 291.22^2} = 644.925 \text{ mm} \quad (8)$$

위 계산과정을 통해 선회 반경이 약 64.4cm인 것을 알 수 있다. 이는 건축법 기준으로 너비가 1.8m 이상 되어야 하는 의료시설이나 양옆에 거실이 있는 오피스텔 등에서 후진 없이 선회할 수 있음을 의미한다.

Table. 6 Building Corridor Installation Standards

구분	양옆에 거실이 있는 복도	기타의 복도
유치원, 초등학교, 중학교, 고등학교	2.4m 이상	1.8m 이상
공동주택, 오피스텔	1.8m 이상	1.2m 이상
당해 층 거실 바닥면적 합계: 200m ² 이상	1.5m 이상 (의료시설: 1.8m 이상)	1.2m 이상

- 동력전달 방법

동력전달 방법에는 인 휠 모터를 사용하는 방식이 있다.

인 휠 모터의 장단점은 다음과 같다.

장점 : 구조가 간단하고 구동부가 차지하는 부피가 줄어든다.

단점 : 바퀴의 크기가 커지면 가격이 매우 비싸진다. 일반인이 수리하기 어렵다.

인 휠 모터를 사용 시 안정성이 증가하고 구조적으로 단순해지지만 가격 면에서 부담이 크고 고장 시 수리가 어렵다. 재활보조기구를 구매하지 않는 이유 중 구매비용 문제가 약 70% 정도를 차지했던 것을 고려하면 가격 면이 중요하다고 생각됐다.

따라서 생각해낸 동력전달 방법은 DC 모터와 체인이다. 모터와 체인을 동력전달 방식으로 했을 경우 장단점은 다음과 같다.

장점 : 제작비용이 싸다. 인 휠 모터를 쓰지 않고도 효율적인 동력전달이 가능하다.

단점 : 안전을 위해 체인 가드가 필요하다. 구동부가 차지하는 부피가 증가한다.

2.2.3 구체 설계 결과

위의 조건들을 모두 고려하여 진행된 3D 설계의 결과는 다음과 같다.



Fig. 16 3D Modeling

2.2.4 모터드라이브 선정

Table. 7 DC Motor Driver catalog

 Fig. 17 DCMD-400-A	Model	DCMD-400-A
	Driving voltage	12~35V
	Rated current	16A
	Max. current	100A
	Power	400W

모터 드라이버는 모터 스펙인 24V 10A 250W에 맞춰 선정하였다. 스로틀 컨트롤 핸들이 돌아가면서 변하는 저항 값을 읽을 수 있는 가변저항 편이 있는 모터드라이브를 선정하였다.

2.2.5 속도제어기 선정



Fig. 18 Throttle control handle

모터의 속도 제어는 오토바이의 속도 제어 방식과 같은 스로틀 컨트롤 핸들을 이용한다. 사용자가 휠 체어에 앉아 핸들을 돌리는 단순한 작업으로 속도를 조절할 수 있다.

2.2.6 바퀴 선정

Table. 8 Wheel catalog

 Fig. 19 Front Wheel	제품명	앞바퀴 휠
	사이즈	10 in.
	재질	알루미늄
	내부 직경	10mm

바퀴 선정의 경우, 모터의 동력 계산 시 가정한 바퀴의 지름에 맞추어서 정했다. 또한, 베어링이 있는 바퀴를 사용하기 위하여, 바퀴에 스프라켓이 별도로 달려있어 축이 회전하지 않도록 하는 형태를 선정하였다.

2.2.7 배터리 선정

Table. 9 Battery catalog

 Fig. 20 Battery	Output Voltage	24V
	Capacity	10Ah
	Chemistry	Lithium
	Unit Weight	1.2 kg
	Battery Type	Rechargeable
	Size	65*70*110mm
	Life cycle	over 1000

배터리는 모터 (24V 10A) 기준으로 선정하였다. 배터리의 사용에 대한 계산을 하기 위해 계산 시 조건을 가정하면,

- 배터리가 완전히 충전된 상태이다.
- 주변 환경의 온도는 $25^{\circ}C$ 이다.
- 평균 시속은 4km/h이다.
- 평지이다.
- 일반적인 주행방식 구동한다.

6. 시스템에 최대 부하가 걸렸을 경우이다.

위 조건을 이용하여 지속 시간을 계산해보면,

$$\text{배터리 지속 시간} = \frac{\text{배터리용량}}{\Sigma \text{소비 전력}} \quad (9)$$

$$\text{배터리 지속 시간} = \frac{24V \times 10AH}{250W} \simeq 1h \quad (10)$$

따라서 완충된 선정 배터리로 모터를 약 1시간을 사용할 수 있다.
선정한 배터리를 사용하였을 때 주행 가능한 거리를 계산한다.

$$\text{주행가능 거리} = \frac{4km}{h} \times 1h \simeq 4km \quad (11)$$

위에서 가정했듯이 위 계산 결과는 최대 부하가 걸렸을 경우의 소모시간과 주행가능 거리이다. 그러므로 휠체어 모듈의 일반적인 구동 시에는 1시간보다 긴 시간을 이용할 수 있다고 예상할 수 있다.

2.2.8 배터리 충전기 선정

Table. 10 Battery charger catalog

 Fig. 21 Charger 401468040	Model	401468040
	Input Voltage	AC 220~240V
	Output Voltage	24V
	Output current	12A
	Power	360W
	Charging port	 Fig. 22 343Fort

위 충전기는 리튬 이온 충전기이다. 충전기 기준으로 선정 배터리를 완충하려면 약 0.83시간인 50분이 걸리는 것으로 계산된다.

2.2.9 모터 드라이버 연결 배선도

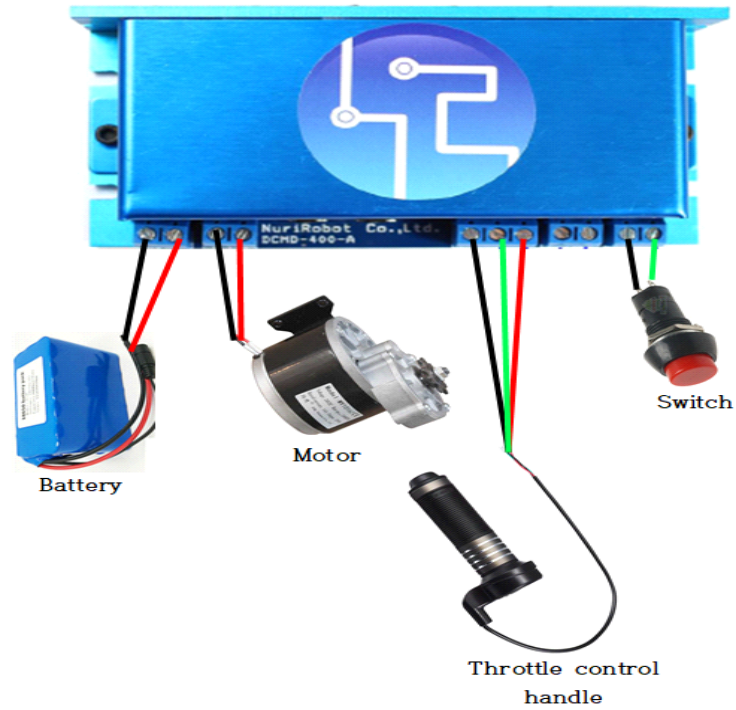


Fig. 23 connecting wiring diagram

2.3 구동부 축 설계

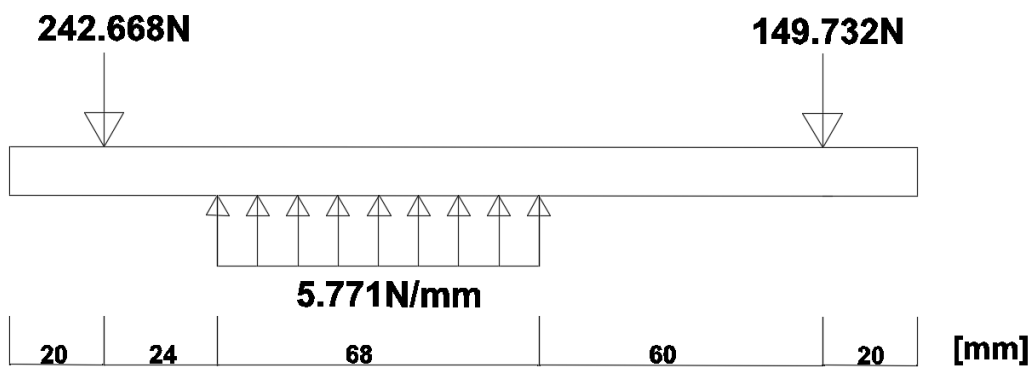


Fig. 24 driving part free body diagram

위의 축은 모듈 바퀴 축의 자유물체도를 표현한 것이다.

바퀴 축이 전체 시스템 중 40kg을 지지하고 양 단의 바퀴 축을 잡아주는 반력을 계산하여 축 설계를 진행하였다.

이때 중앙부가 고정지지보이며 양 단은 cantilever라고 가정하고 계산을 진행했다.

왼쪽 반력을 R_a , 오른쪽 반력을 R_b 로 설정한 후 계산을 진행한다.
힘의 평형을 이용하면,

$$\sum F = 0 \rightarrow R_a + R_b - (5.771 \text{ N/mm})(68 \text{ mm}) = 0$$

$$\Rightarrow R_a + R_b = 392.4 \text{ N} \quad (12)$$

R_a 점 기준으로 모멘트 평형 식을 사용하면,

$$(24 \text{ mm} + 34 \text{ mm})(392.4 \text{ N}) = R_b(152 \text{ mm}) \quad (13)$$

$$\therefore R_b = 149.732 \text{ N}$$

$$R_a = 242.668 \text{ N}$$

2.3.1 좌측 cantilever 강도 설계

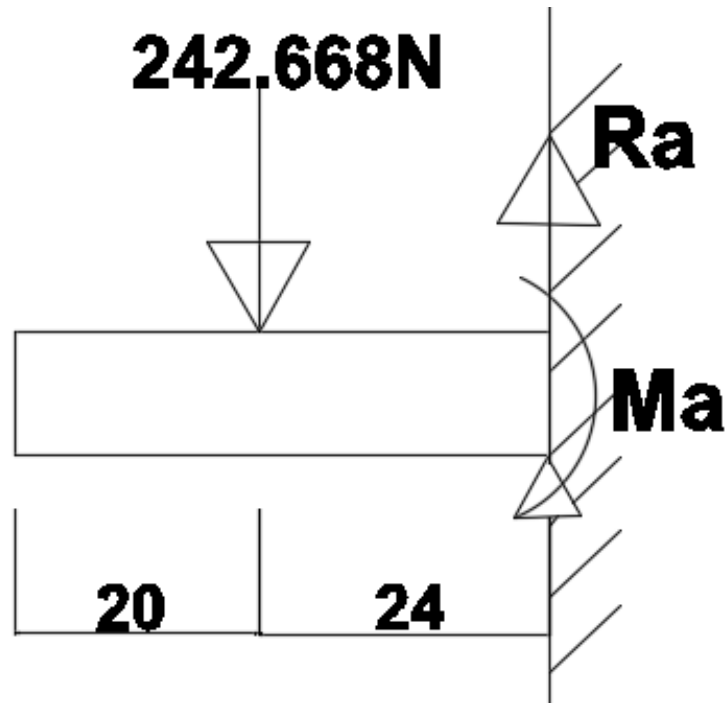


Fig. 25 Left side cantilever FBD

힘 평형을 이용하면,

$$\sum F = R_a - 242.668 = 0 \quad (14)$$

$$\therefore R_a = 242 \text{ N}$$

R_a 점을 기준으로 모멘트 평형을 이용하면,

$$\sum M = (242N)(24mm) - M_a = 0 \quad (15)$$

$$\therefore M_a = 5808N \cdot mm$$

위 계산 값을 토대로 특이함수식을 세워본다.

$$W = -242 \langle x - 20 \rangle^{-1} + 242 \langle x - 44 \rangle^{-1} - 5808 \langle x - 44 \rangle^{-2} \quad (16)$$

$$V = -242 \langle x - 20 \rangle^0 + 242 \langle x - 44 \rangle^0 - 5808 \langle x - 44 \rangle^{-1} \quad (17)$$

$$M = -242 \langle x - 20 \rangle^1 + 242 \langle x - 44 \rangle^1 - 5808 \langle x - 44 \rangle^0 \quad (18)$$

이를 이용하여 BMD를 그려 $M_{\max}$ 를 알아본다.

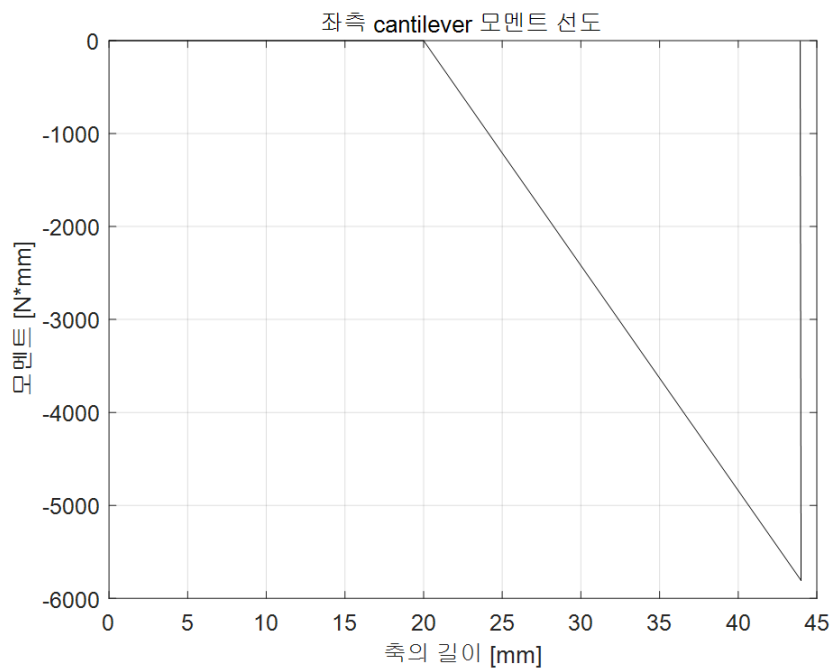


Fig. 26 Left side cantilever BMD

위의 그래프를 통해 $x=44\text{mm}$ 에서 최대 모멘트가 발생하는 것을 알 수 있다.
 $x=44\text{mm}$ 에서의 M 을 구하면,

$$M = -242(44 - 0) = -10648N \cdot mm \quad (19)$$

비틀림 모멘트가 없으므로 모터에 의한 $T=0$

$$\begin{aligned} T_e &= \sqrt{M^2 + T^2} \\ &= \sqrt{(10648N \cdot mm)^2 + 0} \\ &= 10648N \cdot mm \end{aligned} \quad (20)$$

허용 전단응력을 계산하기 위해,

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \times T_e}{\pi \times \tau_a}} \quad (21)$$

$$10mm = \sqrt[3]{\frac{16(10648N \cdot mm)}{\pi \times \tau_a}}$$

$$\therefore \tau_a = 54.23 MPa$$

Table. 11 S45C catalog

S45C	
Density	7700 – 8030kg/m ³
Ultimate Tensile Strength	569MPa
Yield Strength	343MPa
Poisson's ratio	0.27 – 0.30
Modulus of Elasticity	205GPa

뒤에서 계산한 좌·우측 cantilever의 전단응력을 모두 고려하고, 동시에 축의 안전계수를 6으로 설정하여 재료를 S45C로 설정하였다.

2.1.2 좌측 cantilever 강성 설계

$$M = EIv'' = -242 \langle x-20 \rangle^1 + 242 \langle x-44 \rangle^1 - 5808 \langle x-44 \rangle^0 \quad (22)$$

$$EIv' = -\frac{242}{2} \langle x-20 \rangle^2 + \frac{242}{2} \langle x-44 \rangle^2 - 5808 \langle x-44 \rangle^1 + C_1 \quad (23)$$

$$EIv = -\frac{242}{6} \langle x-20 \rangle^3 + \frac{242}{6} \langle x-44 \rangle^3 - \frac{5808}{2} \langle x-44 \rangle^2 + C_1x + C_2 \quad (24)$$

- Boundary Condition

$$\textcircled{1} v' = 0 \text{ at } x = 44$$

$$-\frac{242}{2} \langle x-20 \rangle^2 + C_1 = 0 \quad (25)$$

$$\rightarrow C_1 = 69696$$

$$\textcircled{2} v = 0 \text{ at } x = 44$$

$$-\frac{242}{6} \langle x-20 \rangle^3 + C_1x + C_2 = 0 \quad (26)$$

$$\rightarrow C_2 = -2509056.7$$

$$\therefore EIv = -\frac{242}{6} \langle x-20 \rangle^3 + \frac{242}{6} \langle x-44 \rangle^3 - \frac{5808}{2} \langle x-44 \rangle^2 + 69696x - 2509056.7 \quad (27)$$

또한, 부재의 물성치는

$$E = 205 GPa = 205000 MPa$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 490.87 \text{ mm}^4 \quad (28)$$

$$\Rightarrow EI = 100629139.7 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$$

Fig. 27 Left side cantilever deflection graph

이를 통해 $x=0$ 에서 최대 처짐 $v = 0.0249 \text{ mm}$ 발생하는 것을 확인하였다.

2.3.2 우측 cantilever 강도 설계

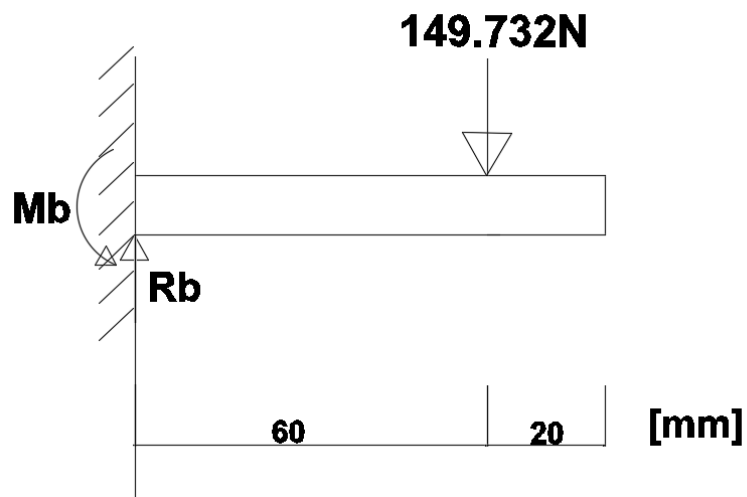


Fig. 28 Right side cantilever FBD

힘 평형을 이용하면,

$$\sum F = R_b - 149.732 = 0 \quad (29)$$

$$\therefore R_b = 149 \text{ N}$$

R_a 점을 기준으로 모멘트 평형을 이용하면,

$$\sum M = -(149N)(60mm) + M_a = 0 \quad (30)$$

$$\therefore M_a = 8940N \cdot mm$$

위 계산 값을 토대로 특이함수식을 세워본다.

$$W = 149 \langle x-0 \rangle^{-1} - 8940 \langle x-0 \rangle^{-2} - 149 \langle x-60 \rangle^{-1} \quad (31)$$

$$V = 149 \langle x-0 \rangle^0 - 8940 \langle x-0 \rangle^{-1} - 149 \langle x-60 \rangle^0 \quad (32)$$

$$M = 149 \langle x-0 \rangle^1 - 8940 \langle x-0 \rangle^0 - 149 \langle x-60 \rangle^1 \quad (33)$$

이를 이용하여 BMD를 그려 $M_{\max}$ 를 알아본다.

Fig. 29 Right side cantilever BMD

위의 그래프를 통해 $x=0mm$ 에서 최대 모멘트가 발생하는 것을 알 수 있다.
 $x=0mm$ 에서의 M 을 구하면,

$$M = 149 - 8940 = -8791N \cdot mm$$

비틀림 모멘트가 없으므로 모터에 의한 $T=0$

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} \quad (34)$$

$$= \sqrt{(-8791N \cdot mm)^2 + 0}$$

$$= 8791N \cdot mm$$

허용 전단응력을 계산하기 위해,

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \times T_e}{\pi \times \tau_a}} \quad (35)$$

$$10mm = \sqrt[3]{\frac{16(8791N \cdot mm)}{\pi \times \tau_a}}$$

$\therefore \tau_a = 44.77 MPa \Rightarrow S45C$ 에 충족

2.1.4 우측 cantilever 강성 설계

$$M = EIv'' = 149 \langle x-0 \rangle^1 - 8940 \langle x-0 \rangle^0 - 149 \langle x-60 \rangle^1 \quad (36)$$

$$EIv' = \frac{149}{2} \langle x-0 \rangle^2 - 8940 \langle x-0 \rangle^1 - \frac{149}{2} \langle x-60 \rangle^2 + C_1 \quad (37)$$

$$EIv = \frac{149}{6} \langle x-0 \rangle^3 - \frac{8940}{2} \langle x-0 \rangle^2 - \frac{149}{6} \langle x-60 \rangle^3 + C_1x + C_2 \quad (38)$$

- Boundary Condition

$$\textcircled{1} \quad v' = 0 \text{ at } x = 0 \quad (39)$$

$$\rightarrow C_1 = 69696$$

$$\textcircled{2} \quad v = 0 \text{ at } x = 0 \quad (40)$$

$$\rightarrow C_2 = 0$$

$$\therefore EIv = \frac{149}{6} \langle x-0 \rangle^3 - \frac{8940}{2} \langle x-0 \rangle^2 - \frac{149}{6} \langle x-60 \rangle^3 \quad (41)$$

또한, 부재의 물성치는 위와 같다.

Fig. 30 Right side cantilever deflection diagram

이를 통해 $x=80$ 에서 최대 처짐 $v = 0.079mm$ 발생하는 것을 확인하였다.

2.4 파이프 선정

2.4.1 체결부 파이프 선정

파이프는 일반적으로 가장 많이 사용하는 carbon steel로 선정하였다.

이의 타당성을 검증하기 위해 치짐량을 확인해본다.

carbon steel의 물성치는 다음과 같다.

Table. 12 Low Carbon Steel catalog

Catalog of Low Carbon Steel	
Density	2.85–8.08 g/cc
Modulus of Elacity	183~213GPa
Poisson`s Ratio	0.25-0.30
Fatigue Strength	758-772MPa
Modulus of Elasticity	448-451GPa

모듈과 휠체어의 체결 부분의 형태는 아래와 같다. 이를 세 부분으로 나누어 계산하였다.

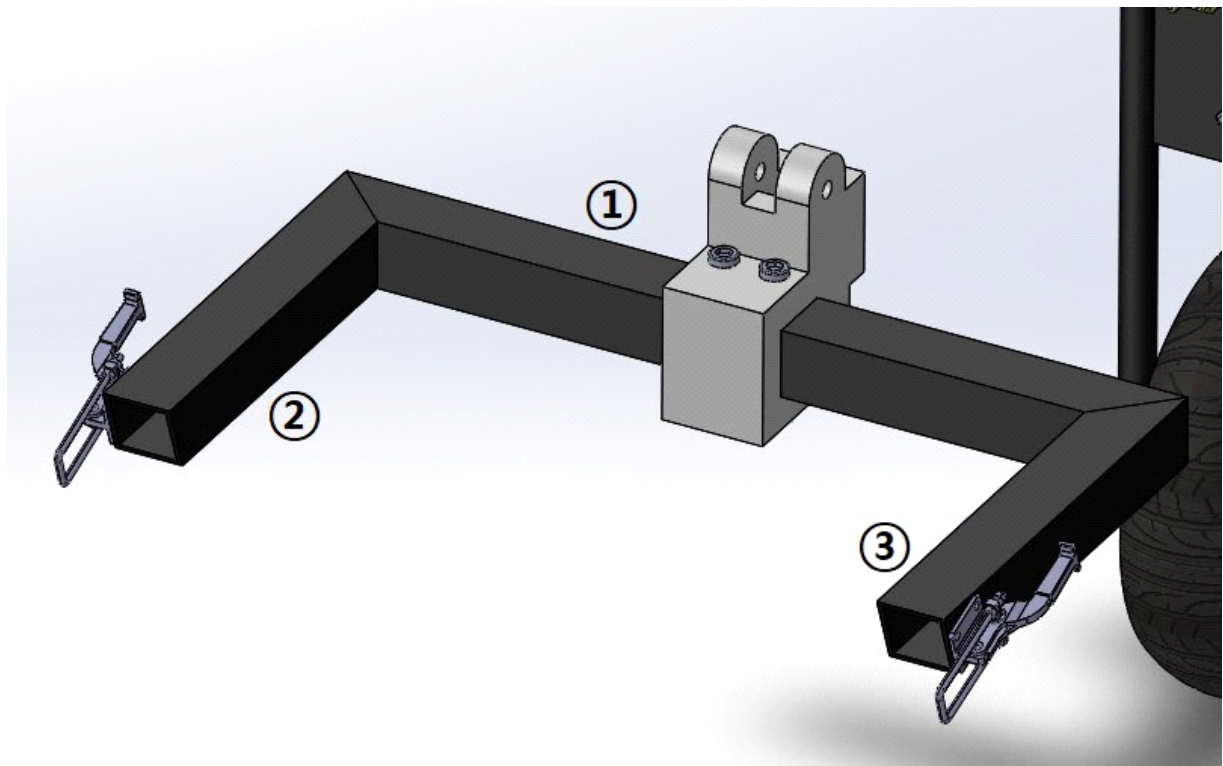


Fig. 31 Fastening part

2.4.2 ①번 파이프 계산

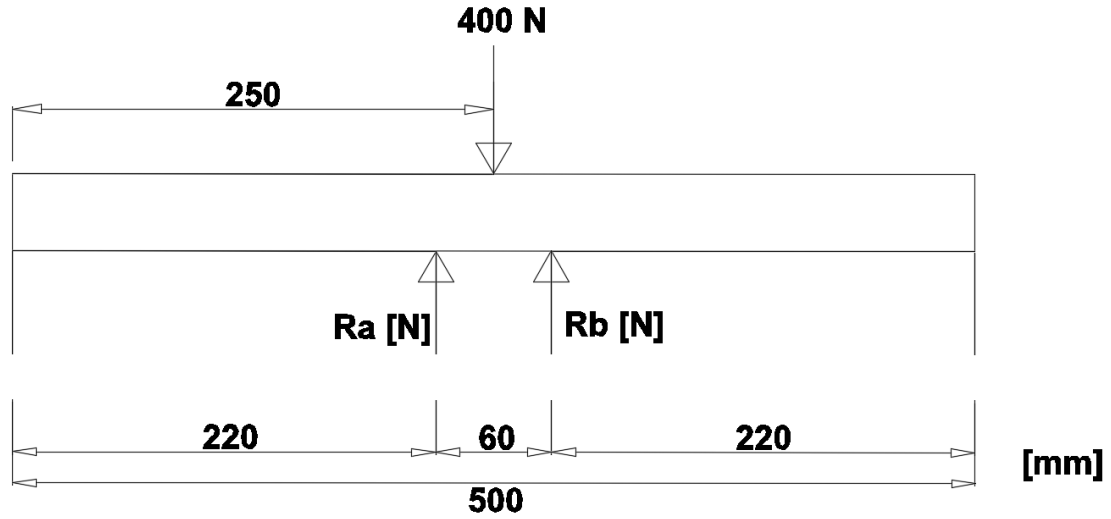


Fig. 32 fastening part free body diagram; pipe 1

$$\begin{aligned}\sum F &= R_a + R_b - 400N = 0 \quad (42) \\ \rightarrow R_a + R_b &= 400N\end{aligned}$$

400N이 가해지는 중간 점 기준으로 R_a 와 R_b 이 대칭을 이루고 있으므로
 $R_a = R_b = 200N$

$$W = 200 \langle x - 220 \rangle^{-1} - 400 \langle x - 250 \rangle^{-1} + 200 \langle x - 280 \rangle^{-1} \quad (43)$$

$$V = 200 \langle x - 220 \rangle^0 - 400 \langle x - 250 \rangle^0 + 200 \langle x - 280 \rangle^0 \quad (44)$$

$$M = EIv'' = 200 \langle x - 220 \rangle^1 - 400 \langle x - 250 \rangle^1 + 200 \langle x - 280 \rangle^1 \quad (45)$$

$$EIv' = 100 \langle x - 220 \rangle^2 - 200 \langle x - 250 \rangle^2 + 100 \langle x - 280 \rangle^2 + C_1 \quad (46)$$

$$EIv = \frac{100}{3} \langle x - 220 \rangle^3 - \frac{200}{3} \langle x - 250 \rangle^3 + \frac{100}{3} \langle x - 280 \rangle^3 + C_1x + C_2 \quad (47)$$

- boundary conditions

$$\textcircled{1} \quad x = 220, v = 0$$

$$\Rightarrow 220C_1 + C_2 = 0 \quad (48)$$

$$\textcircled{2} \quad x = 280, v = 0$$

$$\frac{100}{3}(60)^3 - \frac{200}{3}(30)^3 + 280C_1 + C_2 = 0 \quad (49)$$

$$\Rightarrow 280C_1 + C_2 = -5400000$$

이를 연립하면,

$$C_1 = -90000$$

$$C_2 = 19800000$$

$x = 0$ 에서의 처짐을 구하기 위해,

$$EIv(0) = C_2 = 19800000 Nmm^2 \quad (50)$$

물성치 표에 의하여,

$$E = 198 GPa$$

$$I = \frac{1}{12}bh^3 = \frac{1}{12}(40mm)(40mm)^3 \quad (51)$$

$$\therefore v = 0.0004mm$$

2.4.3 ②번 파이프 계산

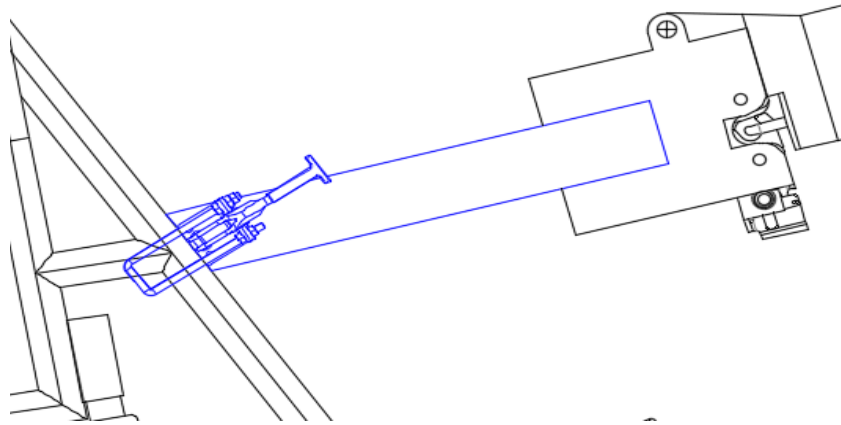


Fig. 33 drawing of fastening part

2번 파이프의 왼쪽 끝단은 위와 같이 휠체어와 고정되어있다. 따라서 왼쪽 끝단을 cantilever로 가정한 후 해석하였다.



Fig. 34 fastening part free body diagram, pipe 2

힘의 평형에 대해 먼저 계산한다.

$$\sum F_x = R_x - 200N = 0 \quad (52)$$

$$\therefore R_x = 200N$$

$$\sum F_y = R_y = 0 \quad (53)$$

$$\therefore R_y = 0N$$

그다음, 오른쪽 끝단을 기준으로 모멘트 평형에 대해 계산하면,

$$\sum M = M_a + 200N(270mm) - 200N(270mm) = 0 \quad (54)$$

$$\therefore M_a = 0Nmm$$

따라서 ②번 파이프에서는 처짐이 발생하지 않는다.

③번 파이프는 ②번 파이프와 동일하게 처짐량이 발생하지 않는다고 볼 수 있다.

즉, 총 처짐량은 ①번 파이프에서 발생하는 $v = 0.0004mm$ 이므로 low carbon steel은 파이프 재료로서 타당하다.

2.4.4 체인 길이 선정

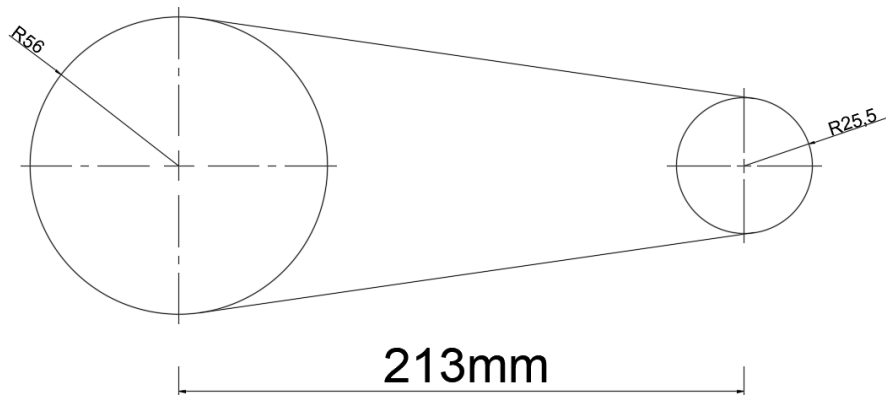


Fig. 35 Sprocket and motor chain

체인의 호칭은 자전거에 주로 쓰이는 호칭인 35번으로 선정하였다. 체인 피치는 9.525mm, 스프라켓 중심과 모터 중심 사이의 거리는 213mm이다.

롤링 체인 호칭	피치 p	롤러 외경 D_r (최대)	롤러 링크 내폭 W (최소)	롤러 링크 외폭 V (최대)	핀 링크 내폭 U (최소)	핀링크 플레이 트높이 (h) (최대)	롤러링 크플레 이트높 이 H (최대)	오프셋링크 플레이트		다열 롤러 체인의 횡피치 C	파단하중 (최소) kg_f
								x (최소)	y (최소)		
25	6.35	3.30(1)	3.18	4.80	4.86	5.2	6.0	2.7	3.1	6.4	360
35	9.525	5.08(1)	4.78	7.46	7.52	7.8	9.0	4.0	4.6	10.1	800
41(2)	12.70	7.77	6.38	9.06	9.12	8.5	9.9	5.3	6.1	—	680
40	12.70	7.94	7.95	11.17	11.23	10.4	12.0	5.3	6.1	14.4	1420
50	15.875	10.16	9.53	13.84	13.90	13.0	15.0	6.6	7.7	18.1	2210
60	19.05	11.91	12.70	17.75	17.81	5.61	18.1	7.9	9.2	22.8	3200

Fig. 36 The main dimensions of the roller chain [mm]

기어비가 2:1이므로 모터의 잇수는 $Z_1 = 15$ 개, 스프라켓의 잇수는 $Z_2 = 30$ 개로 선정하였다.
링크의 개수를 계산해보면,

$$\begin{aligned}
 L_n &= \frac{2C}{P} + \frac{1}{2}(Z_1 + Z_2) + \frac{0.02579}{(Z_1 - Z_2)^2} \quad (55) \\
 &= \frac{2 \times 213}{9.525} + \frac{1}{2}(15 + 30) + \frac{0.0257 \times 9.525}{213} (15 - 30)^2 \\
 &= 67.48 \approx 68 \text{ 개 (링크 갯수)}
 \end{aligned}$$

$$\text{따라서 체인의 길이 } L_p \text{ 는 } L_p = L_n \times P = 647.7 \text{ mm} \quad (56)$$

2.4.5 베어링 선정

동일조건에서 사용되는 동일 베어링의 그룹의 90(%)가 피로에 의한 최초의 박리가 생기지 않고 도달할 수 있는 시동 이후의 총회전수(또는 일정 속도에 있어서 운전 총시간 수)를 수명이라 하고, 이것을 정격수명이라 부른다.

그리고 이 총 회전수가 꼭 100만 회전(10^6 회전)으로서 정격수명으로 되는 하중을 베어링의 기본 동정격하중(또는 기본 정격하중)이라 부르고 레이디얼 베어링에서는 순 레이디얼 하중을, 스러스트 베어링에서는 순 스러스트 하중을, 각각 기본 동정격하중이라 하고 이것을 개개의 종류의 베어링에 대해 규격화 되어있다.

다시 수명 100만 회전은 그 회전속도를 항상 일정하게 해 놓으면 이것은 시간으로 표시할 수가 있으므로, 500시간이 정격수명으로 되는 회전속도를 구하면 100만 회전을 500시간으로 나눈 값 33.3[rpm]가 된다.

2.4.6 베어링 수명계산

조향부 베어링 : 6805 ZZ 단열 깊은 홈 볼 베어링



Fig. 37 Bearing

수명 : $L [L_n \times 10^6 \text{ 회전}]$
 베어링 하중 $p [kg]$
 기본 동 정격하중 $C [kg]$

$$L = \left(\frac{C}{p}\right)^r \times 10^6 [\text{rev}] \quad (57)$$

$$= L_n \times 10^6$$

볼 베어링 $r = 3$
 규정된 총 회전수 = 100만 회전
 수명시간 : L_h
 수명시간 L_h 와 L 과의 관계는 다음과 같이 표시된다.

$$L_h = \frac{L}{60 \times N} [h] \quad (58)$$

$$L = L_h \times 10^6 \quad (59)$$

$$\Rightarrow L_n = \frac{L_h \times 60 \times N}{10^6} = \frac{L_h \times 60 \times N}{500 \times 60 \times 33.3} = \left(\frac{C}{p}\right)^r \quad (60)$$

$$\therefore L_h = 500 \times \left(\frac{C}{p}\right)^r \times \frac{33.3}{N} \quad (61)$$

한편

$$L_h = 500 f_h^r \text{ and } \quad (62)$$

$$\Rightarrow f_h = \frac{C}{p} \times \sqrt[r]{\frac{33.3}{N}} = \text{수명계수} \quad (63)$$

$$\text{and } f_n = \sqrt[r]{\frac{33.3}{N}} = \text{속도계수} \quad (64)$$

$$\therefore f_h = f_n \cdot \frac{C}{p} \quad (65)$$

25mm 단열 레이디얼 볼 베어링에서

$$L_h = 500 \times \left(\frac{C}{p}\right)^3 \times \frac{33.3}{N} = 500(f_n \cdot \frac{C}{p})^3 \quad (66)$$

$$p = 27.58kg$$

$$C = 1090kg$$

and f_n = 최소회전 rpm에 해당하는 값인 1.4를 적용

$$L_h = 500 \times \left(1.4 \times \frac{1090}{27.58}\right)^3 = 84693644.12h \approx 9668year \quad (67)$$

10mm 단열 레이디얼 볼 베어링에서

$$p = 40.88kg$$

$$C = 400kg$$

$$rpm = 125.321rpm$$

$$f_n \approx 0.65$$

$$L_h = 500 \times \left(0.65 \times \frac{400}{40.88}\right)^3 = 128634.48h \approx 14.7year \quad (68)$$

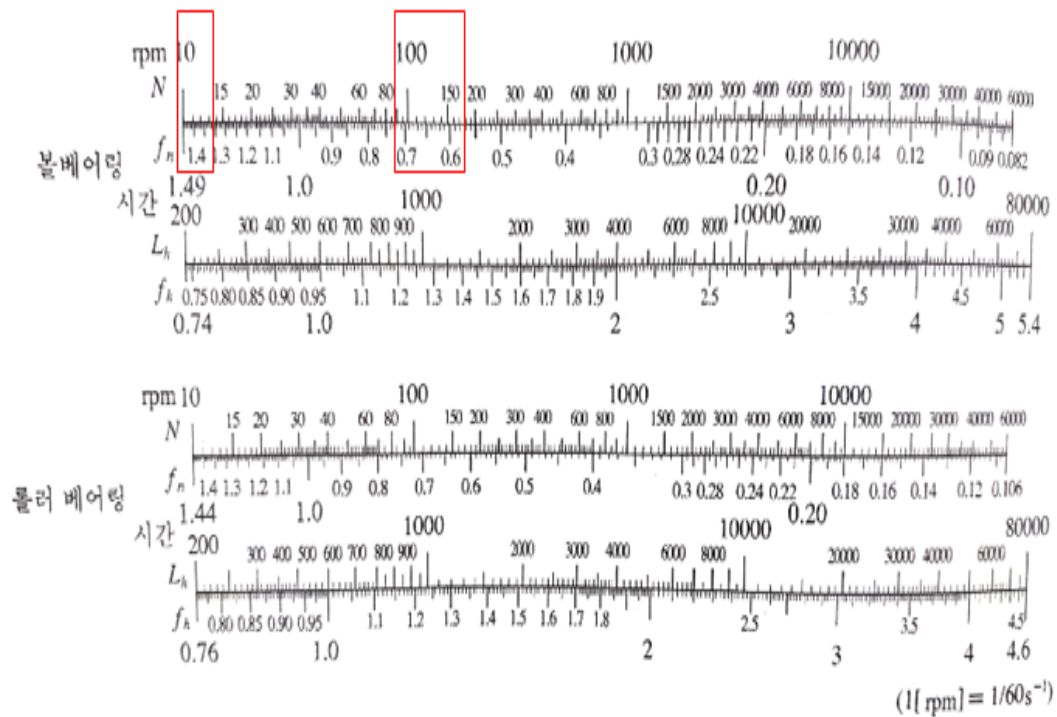


Fig. 38 Speed factor and life factor of rolling bearing

2.5 시스템의 정적해석

2.5.1 지면과 시스템 간의 작용

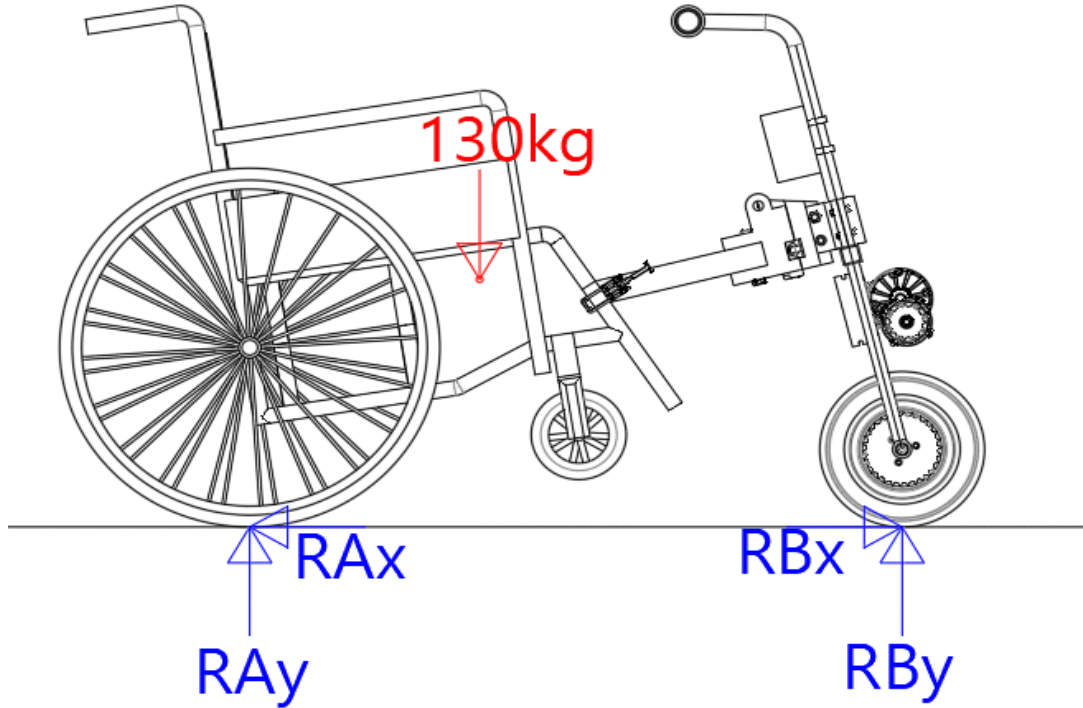


Fig. 39 Reaction forces at major sites

시스템의 전체 무게가 130kg이므로 힘 평형 식을 이용하면,

$$\begin{aligned}\Sigma F_y = 0 &\rightarrow R_{A,y} + R_{B,y} - (130kg)(9.81m/s^2) = 0 \quad (69) \\ \therefore R_{A,y} + R_{B,y} &= 1275.3N\end{aligned}$$

모멘트 평형 식을 이용하면,

$$\begin{aligned}\Sigma M &= 0 \text{ (} R_a \text{점 기준)} \\ \rightarrow (291.22mm)(130kg)(9.81m/s^2) &= (996.67mm)(R_{B,y}) \quad (70) \\ \Rightarrow R_{B,y} &= 372.63N \\ R_{A,y} &= 902.67N\end{aligned}$$

x축에 대해 힘 평형 식을 이용하면,

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R_{A,x} - R_{B,x} = 0 \quad (71)$$

이때 $R_{A,x}$ 는 휠체어가 10° 만큼 기울어질 수 있게 버티는 x축 방향의 반력을 의미한다.
 R_A 점을 원점으로 두었을 때, 기울어지기 전의 휠체어 무게중심 좌표는 (160,360)이다.
 기울은 후의 각도는 13.96° 임을 이용하면,

$$(100kg \times 9.81m/s^2) \times \sin 13.96^\circ = 236.66N \quad (72)$$

$$\therefore R_{Ax} = R_{Bx} = 236.66N \quad (73)$$

2.5.2 휠체어를 들어 올리는데 필요한 힘

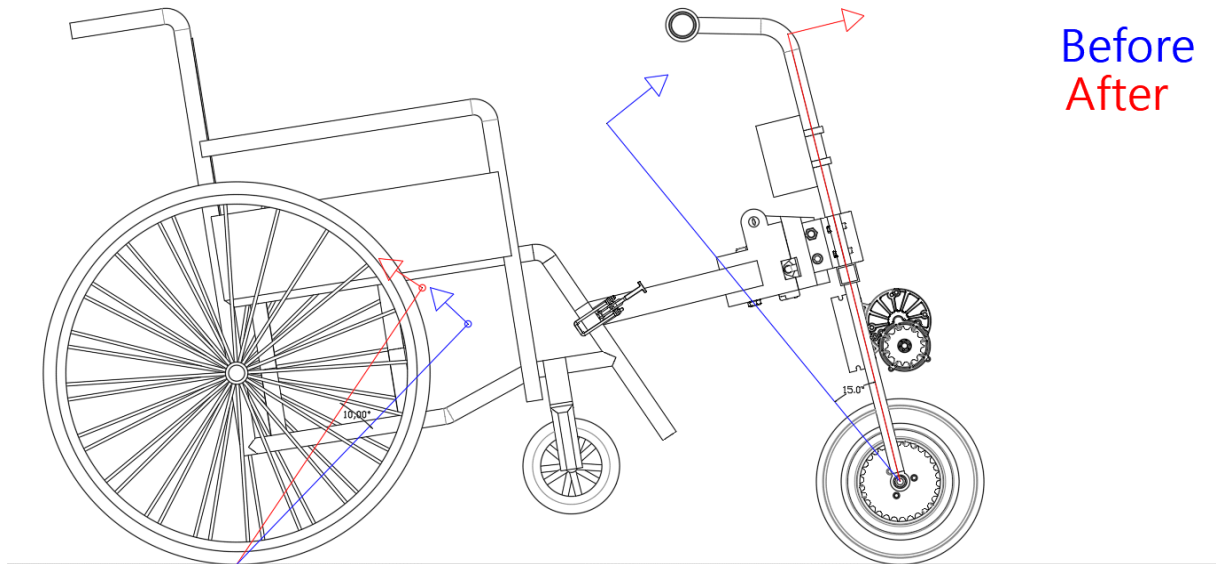


Fig. 40 Moment at wheelchair and module

휠체어를 모듈과 체결시키기 위해서는 휠체어에 앉아 모듈을 밀며 약 15° 정도 들어 올려야 한다. 이때 필요한 미는 힘을 계산하기 위하여 모멘트 평형 식을 이용한다.

사용되는 조건은,

휠체어 바퀴와 (휠체어+사람)의 무게중심 길이 : 517.56mm

(휠체어+사람)의 무게 : 130kg

중력의 방향과 모멘트 작용 방향 사이의 각도 : 53.1°

필요한 휠체어의 회전 각도 : $15^\circ = 0.1745\text{rad}$

모듈과 바퀴 축 사이의 거리 : 1041.02mm

모듈을 미는데 필요한 힘 : $x \text{ N}$

필요한 모듈의 회전 각도 : $25^\circ = 0.436\text{rad}$

모멘트 평형을 이용하면,

휠체어를 10° 도 회전시키는 데 필요한 모멘트 = 모듈을 미는데 필요한 모멘트

$$\begin{aligned} (517.56\text{mm})(130kg \times 9.81m/s^2 \times \cos 53.1^\circ)(0.1745\text{rad}) \\ = (1041.02\text{mm})(xN)(0.4363\text{rad}) \\ \Rightarrow x = 152.26N \end{aligned} \quad (74)$$

따라서 모듈을 미는데 필요한 힘은 152.26N이고, 이는 약 15.5kg을 미는 힘과 같다.

2.6 시스템 부재들의 내력 계산 : 절점법

2.6.1 바퀴 축과 바닥 사이의 내력

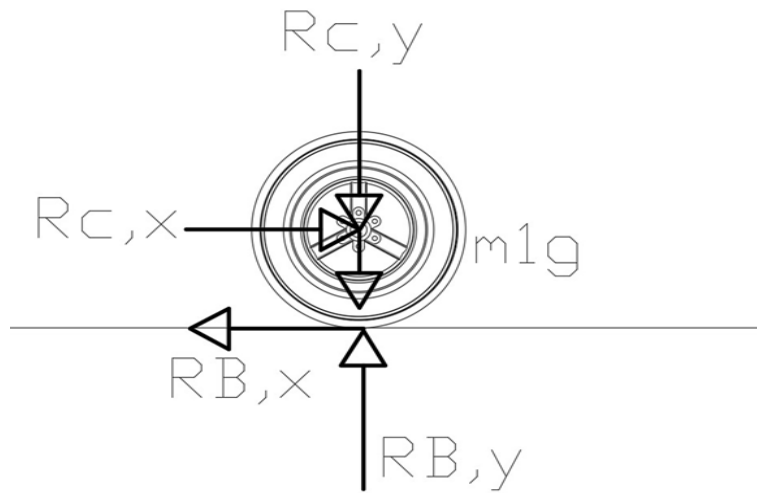


Fig. 41 Reaction between wheel shaft and floor

앞에서 구한 $R_{B,x}$ 를 이용하여 $R_{C,x}$ 를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}\Sigma F_x &= 0 \rightarrow R_{C,x} - (24.12kg)(9.81m/s^2) = 0 \quad (75) \\ \therefore R_{C,x} &= 236.62N\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F_y &= 0 \rightarrow R_{B,y} - R_{C,y} - m_1g = 0 \quad (76) \\ R_{C,y} &= R_{B,y} - m_1g \\ &= 372.63 - (5kg)(9.81m/s^2) \\ \therefore R_{C,y} &= 323.58N\end{aligned}$$

2.6.2 구동부의 내력

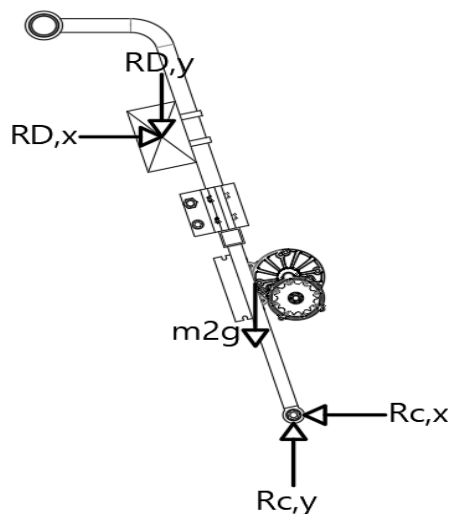


Fig. 42 Reaction forces between driving part and connecting part

앞에서 구한 $R_{C,x}$ 를 이용하여 $R_{D,x}$ 를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0 &\rightarrow R_{D,x} - R_{C,x} = 0 \quad (77) \\ \therefore R_{D,x} &= R_{C,x} = 236.62N\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F_y = 0 &\rightarrow R_{C,y} - R_{D,y} - m_2g = 0 \quad (78) \\ R_{D,y} &= R_{C,y} - m_2g \\ &= 323.58 - (20kg)(9.81m/s^2) \\ \therefore R_{D,y} &= 127.38N\end{aligned}$$

2.6.3 체결부 1의 내력

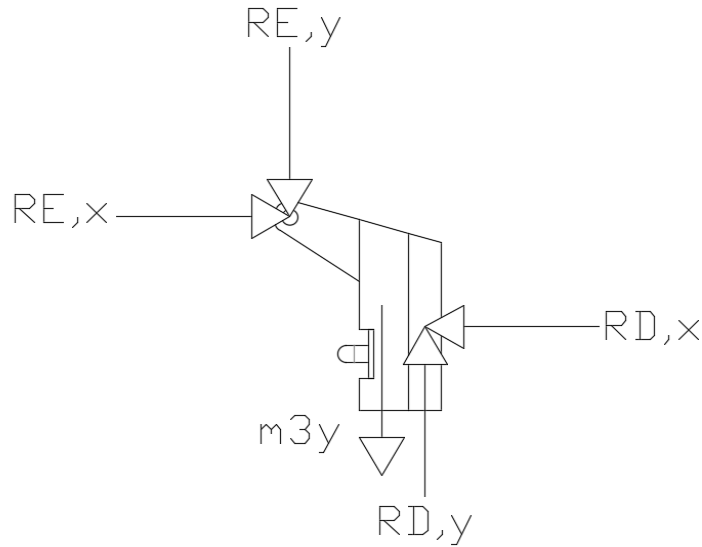


Fig. 43 Internal forces at middle connecting part 1

앞에서 구한 $R_{D,x}$ 를 이용하여 $R_{E,x}$ 를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0 &\rightarrow R_{E,x} - R_{D,x} = 0 \quad (79) \\ R_{E,x} &= R_{D,x} = 236.62N\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F_y = 0 &\rightarrow R_{D,y} - m_3g - R_{E,y} = 0 \quad (80) \\ R_{E,y} &= R_{D,y} - m_3g \\ &= 127.38 - (1kg)(9.81m/s^2) \\ \therefore R_{E,y} &= 117.57N\end{aligned}$$

2.6.4 체결부 2와 ‘ㄷ’자 부재의 내력

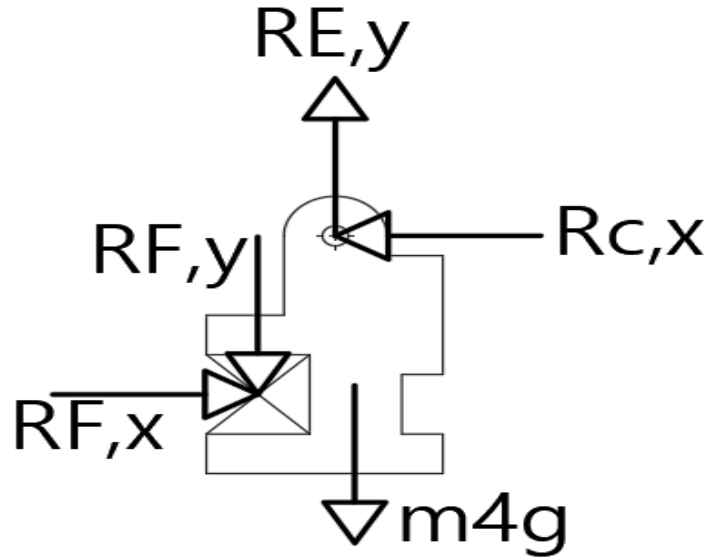


Fig. 44 Internal forces at middle connecting part 2 and ‘ㄷ’ frame

앞에서 구한 $R_{E,x}$ 를 이용하여 $R_{F,x}$ 를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0 &\rightarrow R_{F,x} - R_{E,x} = 0 \quad (81) \\ \therefore R_{F,x} &= R_{E,x} = 236.62N\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F_y = 0 &\rightarrow R_{E,y} - R_{F,y} - m_4g = 0 \quad (82) \\ R_{F,y} &= R_{E,y} - m_4g \\ &= 117.57 - (1kg)(9.81m/s^2) \\ \therefore R_{F,y} &= 107.76N\end{aligned}$$

2.6.5 ‘ㄷ’자 부재와 휠체어 체결부의 내력

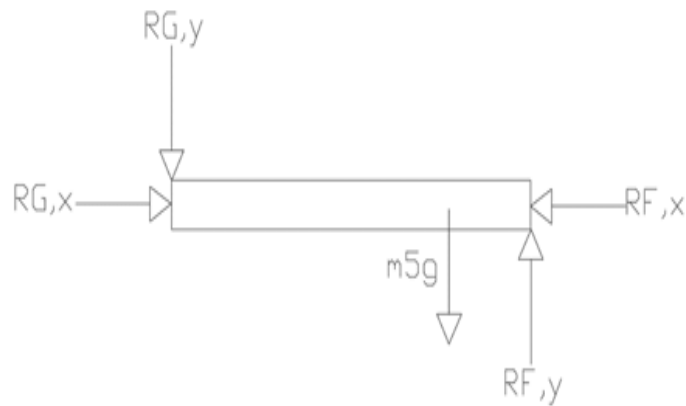


Fig. 45 Internal forces at ‘ㄷ’ frame and connecting part

앞에서 구한 $R_{F,x}$ 를 이용하여 $R_{G,x}$ 를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0 &\rightarrow R_{G,x} - R_{F,x} = 0 \quad (83) \\ R_{G,x} &= R_{F,x} = 236.62N\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Sigma F_y = 0 &\rightarrow R_{F,y} - R_{G,y} - m_5g = 0 \quad (84) \\ R_{G,y} &= R_{F,y} - m_5g \\ &= 107.76 - (3kg)(9.81m/s^2) \\ \therefore R_{G,y} &= 78.33N\end{aligned}$$

생산의 용이성을 위해서 가운데 체결부에 걸리는 핀 조인트 또한 10mm S45C를 사용하기로 했다.

$$\begin{aligned}R_E &= \sqrt{R_{E,x}^2 + R_{E,y}^2} \quad (85) \\ &= \sqrt{236.62^2 + 117.57^2} \\ &= 264.22N\end{aligned}$$

$$A = \frac{10^2\pi}{4} = 78.54mm^2 \quad (86)$$

$$\therefore \tau = \frac{P}{A} = 3.36MPa \quad (87)$$

즉, 위에 나와 있는 Shear Strength에 근거하여 작용하는 전단응력에 대해 충분히 버팀을 알 수 있다.

2.7 시뮬레이션 정적해석 ('ㄷ'자 부재)

해석 부품 위치

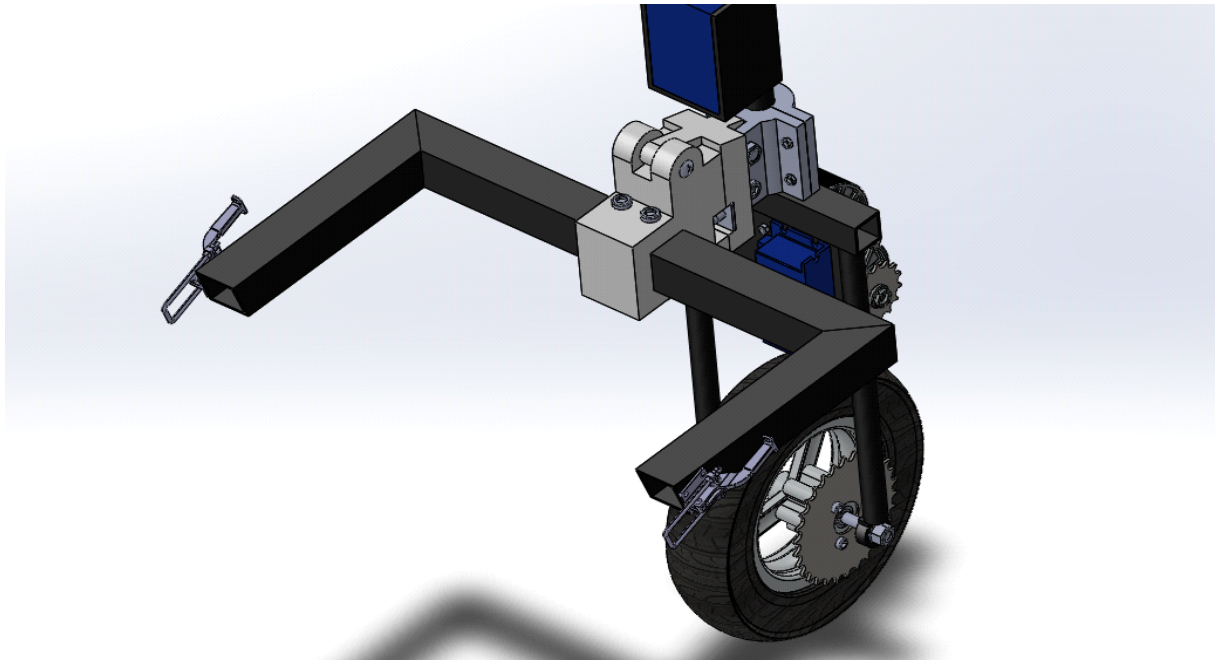
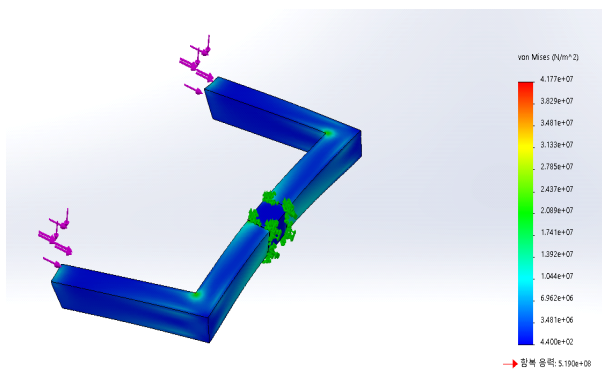


Fig. 46 Absence of 'ㄷ' character connecting wheelchair and module

Table. 13 Material properties and interpretation information of the members of the 'C' character that connects the wheelchair and the module

분류	속성	값
명칭	부품 명	‘C’자 부재
	용도	휠체어와 모듈 이음
	재질 명	KSD 3507 (탄소강)
물성치	탄성 계수	202000 N/mm^2
	푸아송 비	0.29
	전단 계수	79700 N/mm^2
	질량 밀도	7060 kg/m^3
	인장 강도	716 N/mm^2
	압축 강도	1480 N/mm^2
	항복 강도	519 N/mm^2
매시 정보	총 요소 수	30678개
	요소 크기	5.30281 mm
해석 조건	구속	접촉면에 면 구속
	X축 반력	236.62N (양쪽 각각)
	Y축 반력	78.33 N(양쪽 각각)

해석 결과



- 해석 조건
 - 접촉면에 면 구속, 중앙부와 접촉부 고정
 - 접촉면 부분 힘 : X축 반력 236.62N(각각)
: Y축 반력 78.33N(각각)
- 해석 결과
 - Maximum stress = 41 MPa
 - $FOS = \frac{519}{41} = 12.66$
 - Tresca 이론에 의해서 안전하다.

Fig. 47 Stress analysis

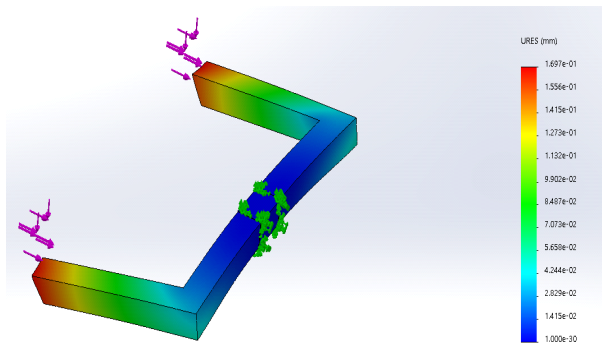


Fig. 48 Displacement analysis

- 해석 조건
 - 접촉면에 면 구속, 중앙부와 접촉부 고정
 - 접촉면 부분 힘 : X축 반력 236.62N(각각)
: Y축 반력 78.33N(각각)
- 해석 결과
 - Maximum deformation = 0.1697mm

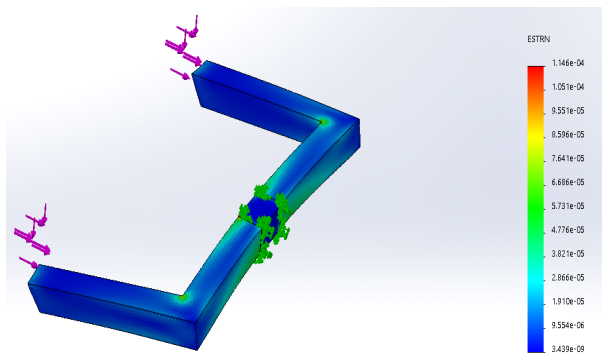


Fig. 49 Strain analysis

- 해석 조건
 - 접촉면에 면 구속, 중앙부와 접촉부 고정
 - 접촉면 부분 힘 : X축 반력 236.62N(각각)
: Y축 반력 78.33N(각각)
- 해석 결과
 - Von Mises 이론이 Tresca 이론보다 허용범위가 넓으므로 안전하다.

Table. 14 Results for the analysis of the absence of the 'ㄷ' character

해석	최소치	최대치
응력	0.00044MPa	41MPa
변위	0.001 mm	0.1697mm
변형	$3.439e^{-09}$	$1.146e^{-04}$

2.8 시뮬레이션 응력 해석 (휠체어 전동 모듈 연결부)

해석 부품 위치

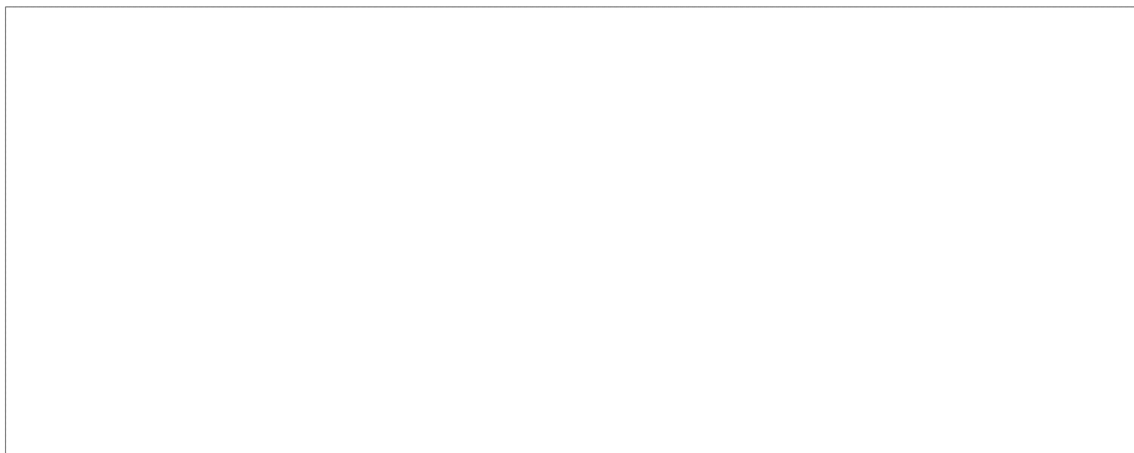
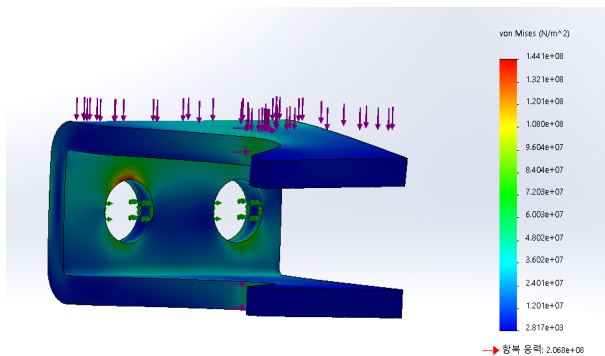


Fig. 50 Connection to which wheelchair and electric module are directly fastened (toggle clamp)

Table. 15 Physical properties and analysis information of the connection (toggle clamp) where the wheelchair and the electric module are directly connected

분류	속성	값
명칭	부품 명	KJF-016-42F
	용도	휠체어 체결부
	재질 명	SUS 304
물성치	탄성 계수	190000 N/mm^2
	푸아송 비	0.29
	전단 계수	75000 N/mm^2
	질량 밀도	8000 kg/m^3
	인장 강도	517.017 N/mm^2
	항복 강도	206.807 N/mm^2
매시 정보	총 요소 수	53062개
	요소 크기	0.0542 mm
해석 조건	구속	구멍에 핀지지 적용
	X축 반력	232.62N
	Y축 반력	78.33N

해석 결과



- 해석 조건
 - 구멍에 핀지지 그라운드
 - 체결 접촉 부분 : X축 반력 236.62N(각각)
: Y축 반력 78.33N(각각)
- 해석 결과
 - Maximum stress = 144.1 MPa
 - $FOS = \frac{206.807}{144.1} = 1.435$
 - Tresca 이론에 의해서 안전하다.

Fig. 51 Stress analysis

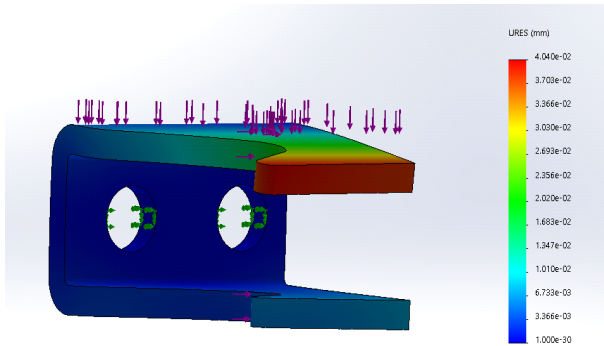


Fig. 52 Displacement analysis

- 해석 조건
 - 구멍에 핀지지 그라운드
 - 체결 접촉 부분 : X축 반력 236.62N(각각)
: Y축 반력 78.33N(각각)
- 해석 결과
 - Maximum deformation = 0.0404mm

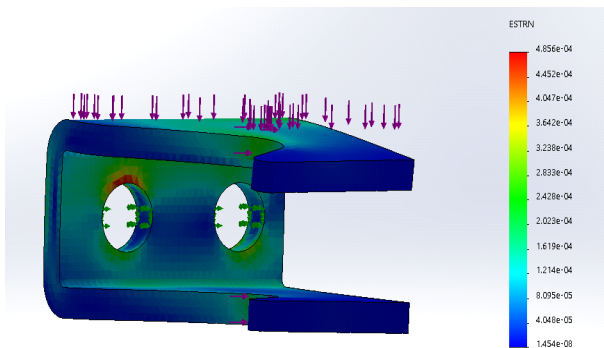


Fig. 53 Strain analysis

- 해석 조건
 - 구멍에 핀지지 그라운드
 - 체결 접촉 부분 : X축 반력 236.62N(각각)
: Y축 반력 78.33N(각각)
- 해석 결과
 - Von Mises 이론이 Tresca 이론보다 허용범위가 넓으므로 안전하다.

Table. 16 Results for analysis of toggle clamps for wheelchair connections

해석	최소치	최대치
응력	0.002817MPa	144.1 MPa
변위	0.00001mm	0.0404mm
변형	$1.454e^{-08}$	$4.856e^{-04}$

2.9 구동부 프레임 진동 시뮬레이션

모드 해석 또는 고유 진동 해석은 진동이나 주기적인 하중을 받는 부품을 설계하고 검증할 때 자주 사용된다. 단순한 구조물에 대한 고유 진동의 이론적인 값을 손으로 계산할 수 있지만, 아래와 같이 복잡한 구조일 경우 고유진동수를 이론적으로 계산하는 것이 제한적이다. 결과적으로 제품설계에 있어서 구조해석 프로그램을 이용하여 프레임 자체의 고유진동수와 모드형상, 공진 현상이 일어날 때의 진폭을 알아보았다.

해석결과

- 1차 모드형상

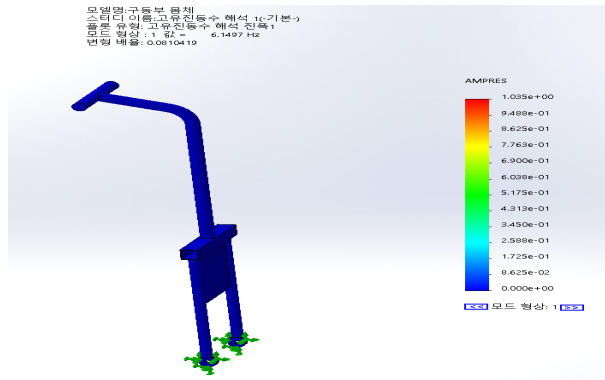


Fig. 54 First-order mode analysis 2

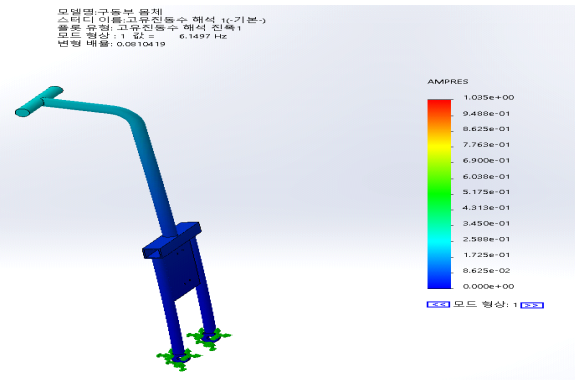


Fig. 55 First-order mode analysis 2

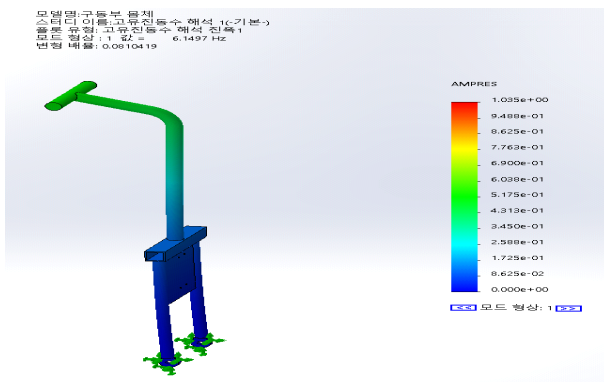


Fig. 56 First-order mode analysis 3

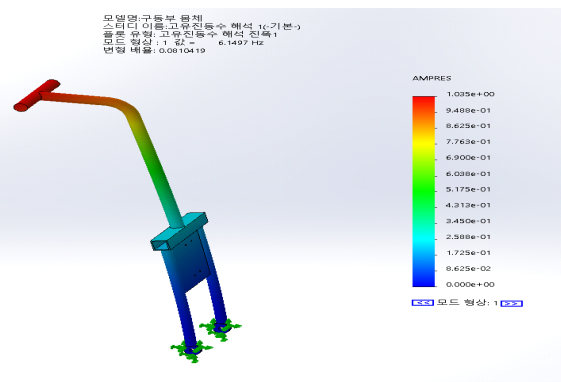


Fig. 57 First-order mode analysis 3

해석 결과 : 구동부 프레임의 재질인 탄소강 재질을 기재 후 구속조건을 주어 1차 모드형상을 구했다. 구동부의 핸들 부분이 z축으로 진동이 일어났고 고유진동수는 36.895 rad/s 로 측정되었고 5.8721 Hz 값이 도출되었다. 공진이 일어날 때의 최대진폭은 1.038mm이다.

- 2차 모드형상

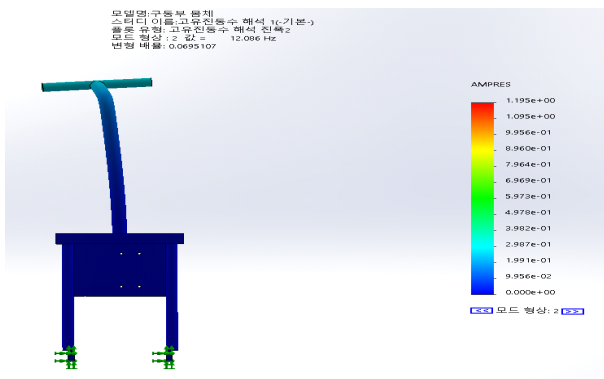


Fig. 58 Secondary mode analysis 1

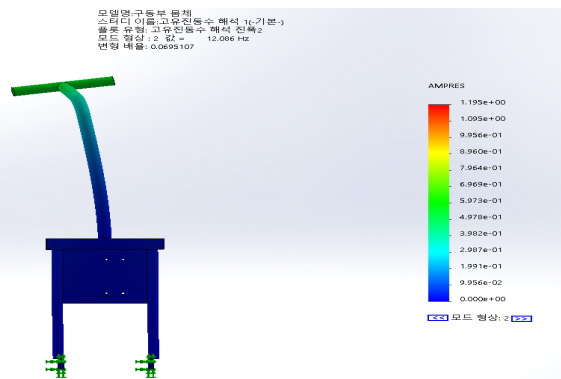


Fig. 59 Secondary mode analysis 2

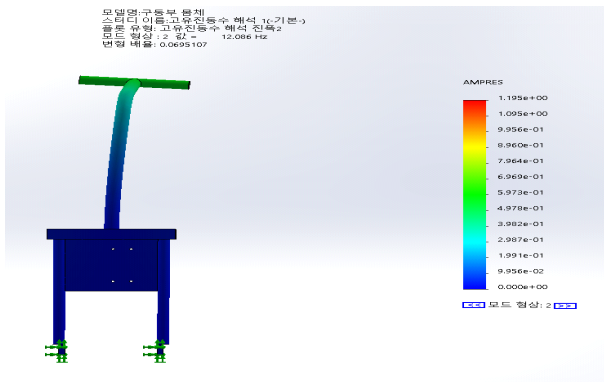


Fig. 60 Secondary mode analysis 3

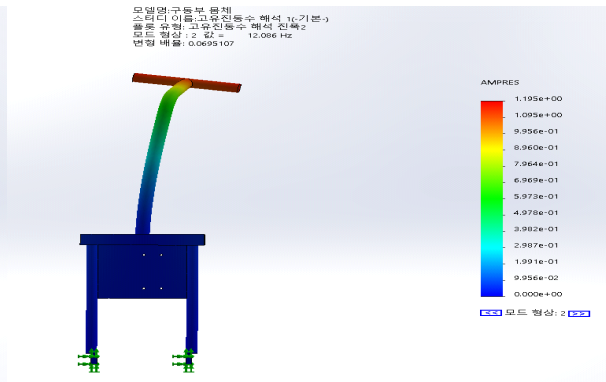


Fig. 61 Secondary mode analysis 4

해석 결과 : 2차 모드형상은 x축 방향으로 구동부의 핸들이 좌우로 진동하기 시작했다. 고유진동수는 71.348rad/s 로 Hz 단위로 11.355Hz 이다. 공진이 일어날 때의 최대진폭은 약 1.186mm 이다.

- 3차 모드형상

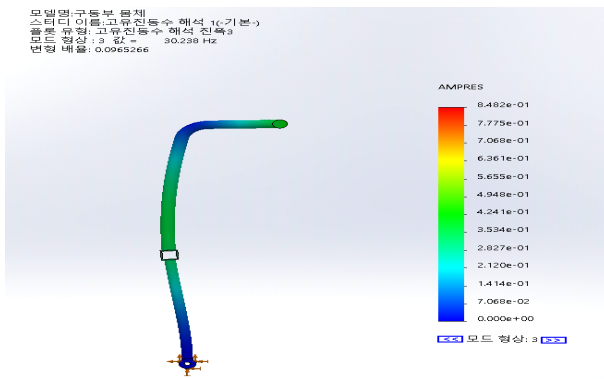


Fig. 62 3rd mode analysis 1

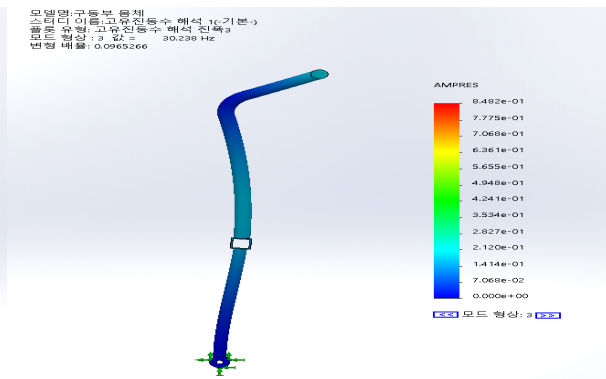


Fig. 63 3rd mode analysis 2

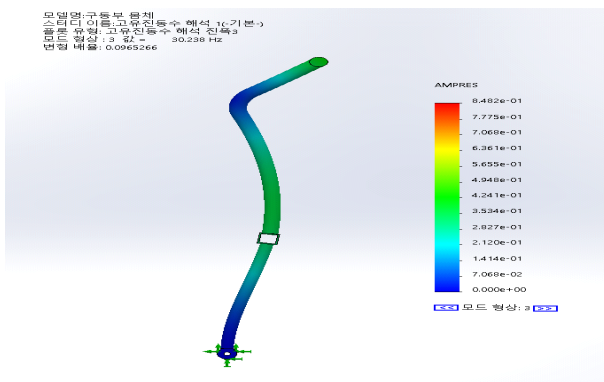


Fig. 64 3rd mode analysis 3

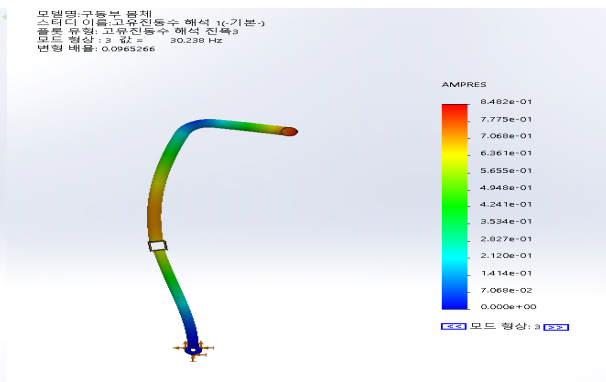


Fig. 65 3rd mode analysis 4

해석 결과 : 3차 모드형상은 구동부 전체가 z축 방향으로 진동하였다. 고유진동수는 183.37rad/s 로 Hz 단위로 29.184Hz 이다. 공진이 일어날 때의 최대진폭은 약 0.837mm 이다.

- 4차 모드형상

모델명: 구동부_물체
스태티 이클: 고유진동수 해석 1(기본)
물체 유형: 고유진동수 해석 진폭4
모드 형상: 4 값 = 45.531 Hz
변형 비율: 0.0523921

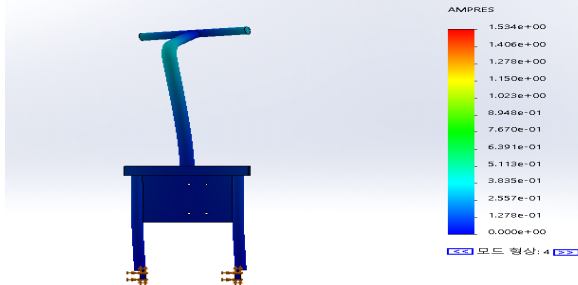


Fig. 66 4th mode analysis 1

모델명: 구동부_물체
스태티 이클: 고유진동수 해석 1(기본)
물체 유형: 고유진동수 해석 진폭4
모드 형상: 4 값 = 45.531 Hz
변형 비율: 0.0523921

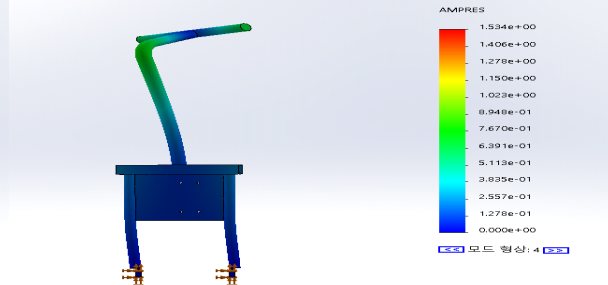


Fig. 67 4th mode analysis 2

모델명: 구동부_물체
스태티 이클: 고유진동수 해석 1(기본)
물체 유형: 고유진동수 해석 진폭4
모드 형상: 4 값 = 45.531 Hz
변형 비율: 0.0523921

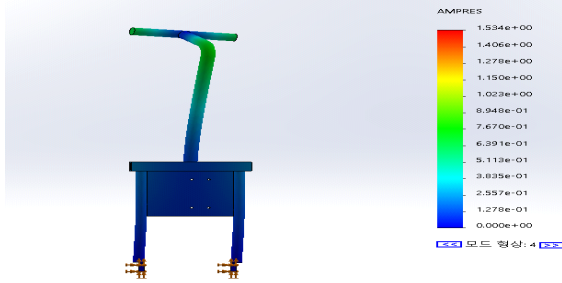


Fig. 68 4th mode analysis 3

모델명: 구동부_물체
스태티 이클: 고유진동수 해석 1(기본)
물체 유형: 고유진동수 해석 진폭4
모드 형상: 4 값 = 45.531 Hz
변형 비율: 0.0523921

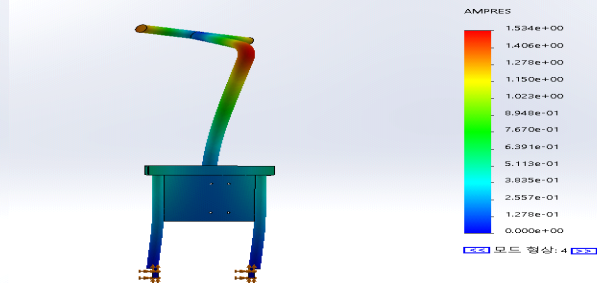


Fig. 69 4th mode analysis 4

해석 결과 : 4차 모드형상은 구동부 전체가 x축과 z축 방향으로 진동하였다. 고유진동수는 274.44 rad/s 로 Hz 단위로 43.679 Hz 이다. 공진이 일어날 때의 최대진폭은 약 1.521 mm 이다. 고유진동수 해석 결과 프레임 중앙 조향부가 체결되는 부위와 핸들 부분에서 진폭이 크게 발생하였고 진동 모드에 따라 프레임이 어떤 모양과 방향으로 발생하는지 알 수 있었다. 또한, 공진 시 발생하는 진동에 의한 변형은 안전하다고 판단하였다.

2.10 체결부 프레임 진동 시뮬레이션

체결부 프레임은 휠체어와 직접 연결되는 부분으로 진동 때문에 체결이 풀릴 수 있으므로 진동해석을 진행하였다.

- 1차 모드형상

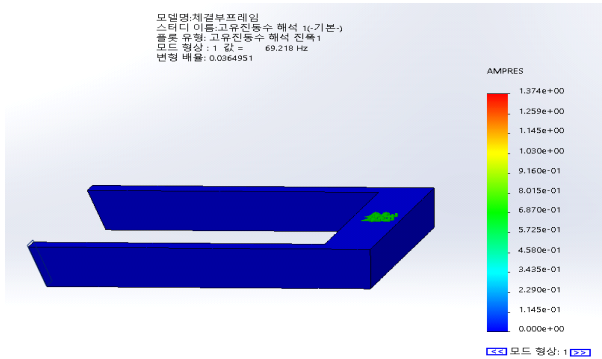


Fig. 70 First-order mode analysis 1

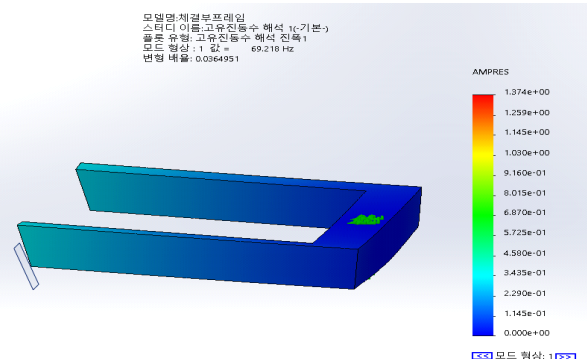


Fig. 71 First-order mode analysis 2

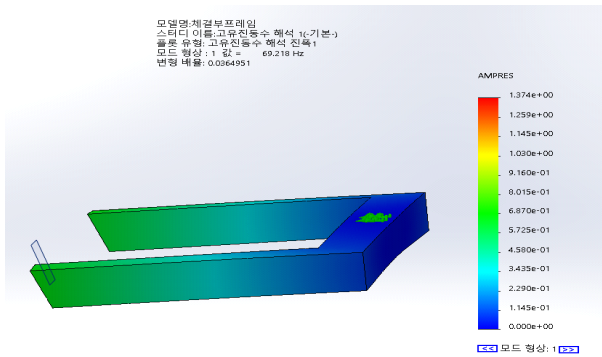


Fig. 72 First-order mode analysis 3

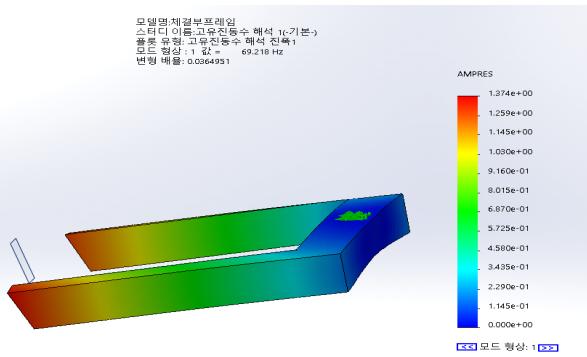


Fig. 73 First-order mode analysis 4

해석 결과 : 체결부 프레임의 재질인 탄소강 재질을 기재 후 구속조건을 주어 1차 모드형상을 구했다. 구동부의 핸들 부분이 y축으로 진동이 일어났고 고유진동수는 434.91rad/s 로 측정되었고 69.218Hz 값이 도출되었다. 공진이 일어날 때의 최대진폭은 1.374mm이다.

- 2차 모드형상

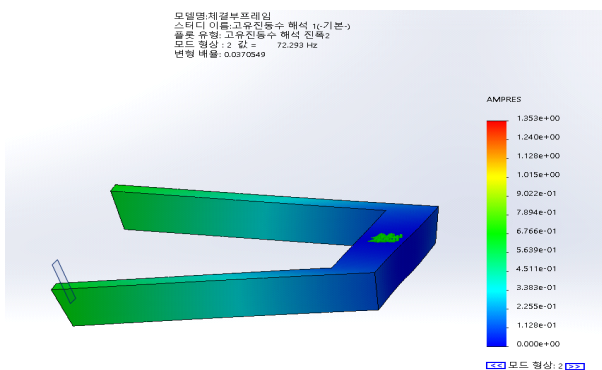


Fig. 74 Secondary mode analysis 1

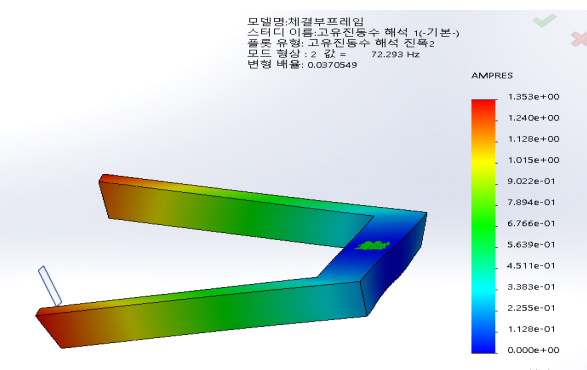


Fig. 75 Secondary mode analysis 2

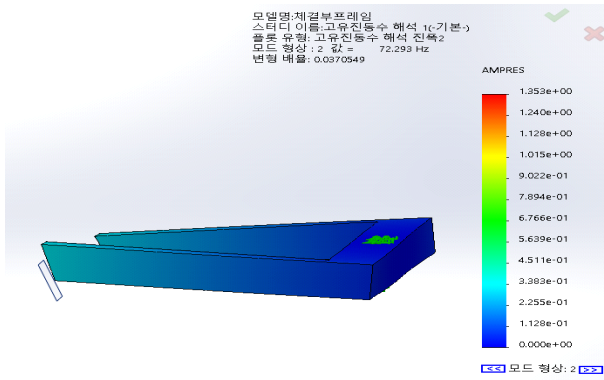


Fig. 76 Secondary mode analysis 3

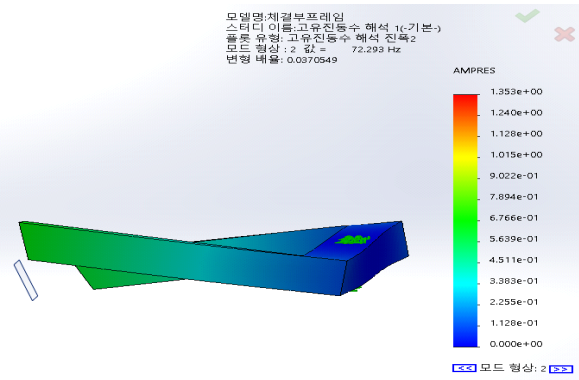


Fig. 77 Secondary mode analysis 4

해석 결과 : 2차 모드형상은 y축 방향으로 체결이 직접적으로 하는 부분에 위 아래로 진동하기 시작했다. 고유진동수는 454.23rad/s 로 Hz 단위로 72.293Hz 이다. 공진이 일어날 때의 최대진폭은 약 1.353mm 이다.

- 3차 모드형상

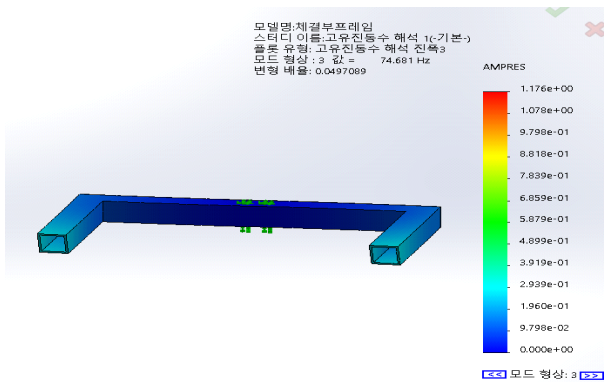


Fig. 78 3rd mode analysis 1

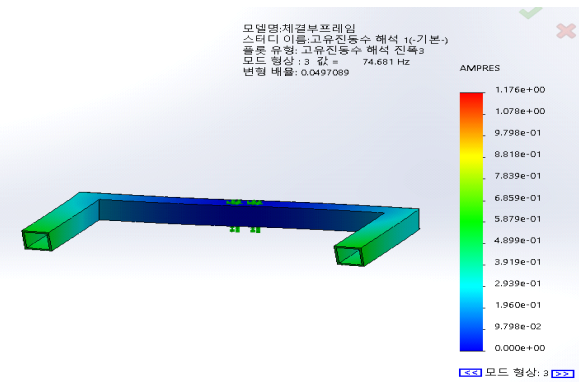


Fig. 79 3rd mode analysis 2

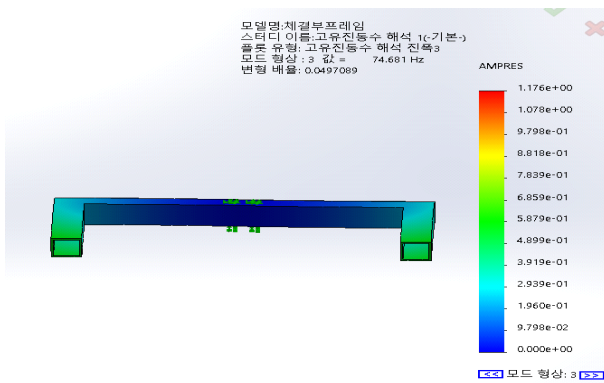


Fig. 80 3rd mode analysis 3

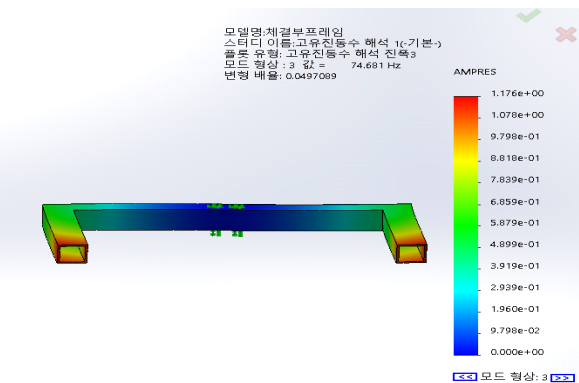


Fig. 81 3rd mode analysis 4

해석 결과 : 3차 모드형상은 x축 방향으로 좌우 방향으로 진동하기 시작했다. 고유진동수는 469.24rad/s 로 Hz 단위로 74.681Hz 이다. 공진이 일어날 때의 최대진폭은 약 1.176mm 이다.

- 4차 모드형상

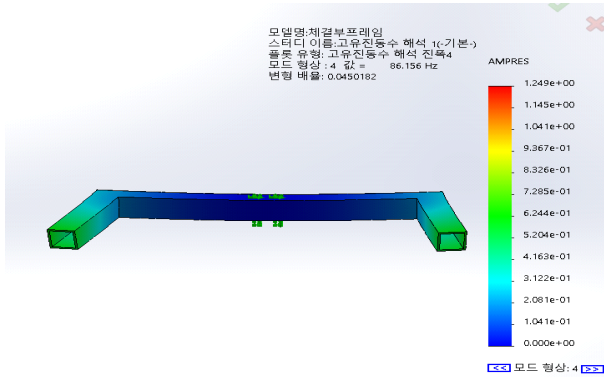


Fig. 82 4th mode analysis 1

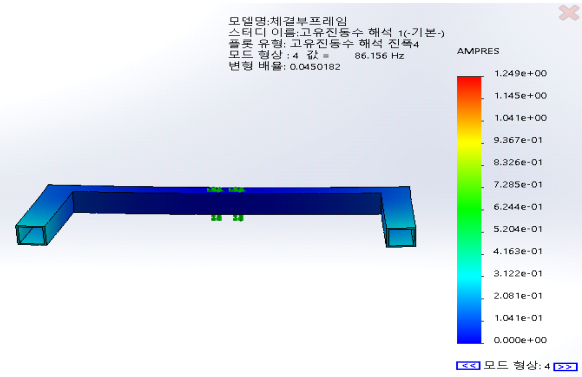


Fig. 83 4th mode analysis 2

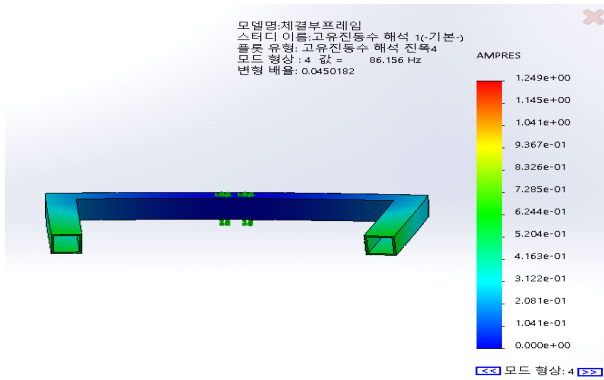


Fig. 84 4th mode analysis 3

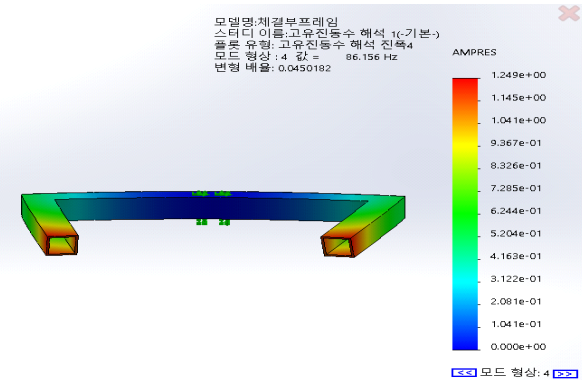


Fig. 85 4th mode analysis 4

해석 결과 : 4차 모드형상은 x축 방향으로 좌우 방향으로 진동하기 시작했다. 고유진동수는 541.34 rad/s 로 Hz 단위로 86.156 Hz 이다. 공진이 일어날 때의 최대진폭은 약 1.249 mm 이다.

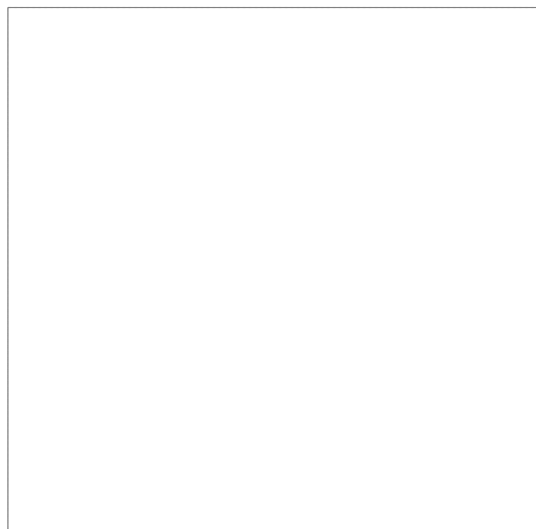


Fig. 86 Key areas to watch out for vibrations

결론적으로 시뮬레이션 프로그램을 통해 휠체어 모듈 체결부와 휠체어 프레임이 직접 맞닿는 부분에 진동과 진폭이 가장 많이 걸리는 것을 확인했다. 이 부분의 진동을 해결하지 못한다면, 휠체어 프레임에 흠집이 생길 것이고 사용자가 불편함을 느낄 것이다. 이 문제를 해결하기 위해 체결부 끝단 부에 고무 패킹을 장착하기로 결정하였고 토글 클램프의 끝단 부에 고무를 감싸주어 마찰과 진동을 줄이기로 결정하였다.

3. 결과 및 토의

3.1 체결과정 및 구동 메커니즘

3.1.1 휠체어와 모듈 체결 메커니즘

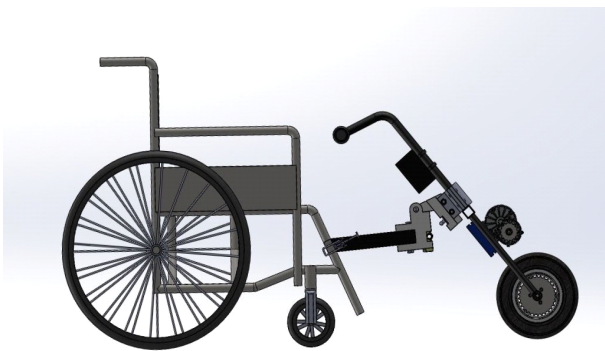


Fig. 87 Before connect module center part

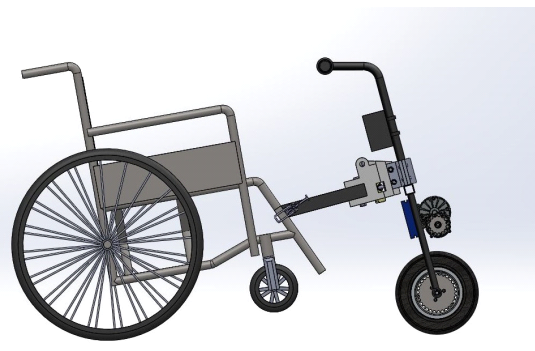


Fig. 88 After connect module center part

모듈의 경우 휠체어 탑승자가 탑승한 상태에서 탑승자 스스로 체결 및 주행을 할 수 있는 구조이다. 첫 번째로 휠체어와 모듈의 연결부인 토글 클램프를 휠체어와 결합한 후, 모듈 손잡이를 몸과 멀어지는 방향으로 밀어 올리며 체결되는 구조이다.

3.1.2 휠체어 연결부 메커니즘

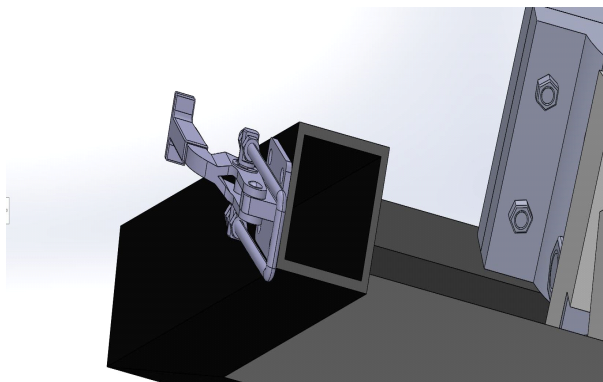


Fig. 89 Toggle clamp of wheelchair connecting part

휠체어와 모듈을 연결해주는 부분은 토글 클램프로 고정하는 형태이다. 토글 클램프가 휠체어 하단부의 프레임과 수직 방향으로 일치하며, 토글 클램프가 달린 사각 파이프 또한 휠체어 프레임 모양에 맞

게 둥글게 성형해서 휠체어와 가능하면 접촉면이 많도록 가공한다.

3.1.3 바퀴 축과 스프라켓 메커니즘



Fig. 90 Rod of tire wheel and sprocket wheel

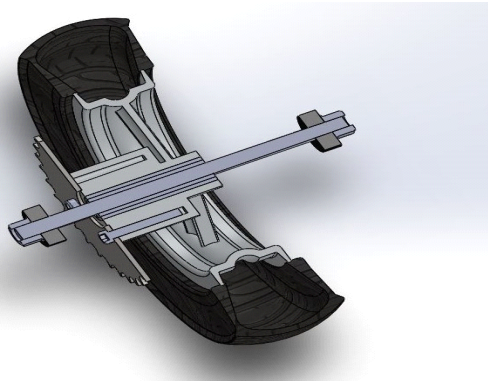


Fig. 91 Cross-section of tire wheel and sprocket wheel

바퀴의 경우에는 바퀴 축(차축)과 스프라켓, 바퀴와 베어링 요소로 이루어져 있다. 사진과 같이 축의 양 끝단을 나사산 모양으로 가공한 뒤 너트를 체결해서 축을 브라켓과 고정한다. 축의 경우에는 돌지 않는 고정축으로써 바퀴와 모듈의 무게를 지탱하는 보와 같은 역할을 한다. 따라서 베어링의 내륜은 고정축과 맞닿아 있어 움직이지 않고, 스프라켓과 체인이 달려있는 바퀴와 연결된 베어링 외륜이 회전하며 모듈을 구동한다.

3.1.4 중앙 체결부 메커니즘

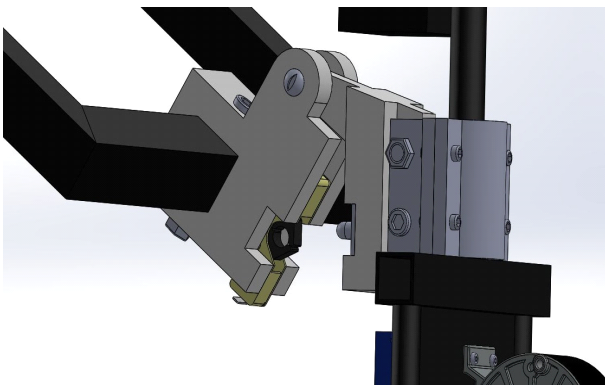


Fig. 92 Point of view that don't connect center part

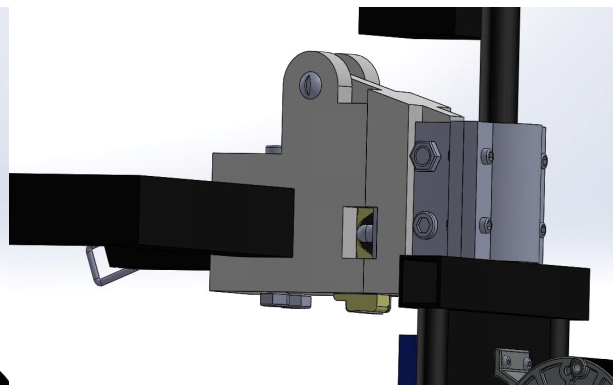


Fig. 93 Point of view that connect center part

중앙 체결부의 경우에는 하단부의 로터리 래치를 이용해서 밀어 올리는 동작만으로도 원터치 결합이 되도록 설계를 진행했다. 핀 조인트를 이용해서 각 부재의 각도를 조절하며 3D프린터에 볼트체결을 진행했다. 중앙 체결부는 크게 세 가지 파트로 나뉘어져 있으며 각각 조향부와 ‘C’자 부재, 그리고 핀 조인트를 이용해서 이어져 있는 구조이다. 핀 조인트가 모듈과 휠체어를 움직이는 범위는 총 35° 이며 휠체어를 10° 기울이고 모듈을 초기 각도로부터 약 25° 만큼 세운다.

3.1.5 바퀴 축과 중앙 체결부 체결과정

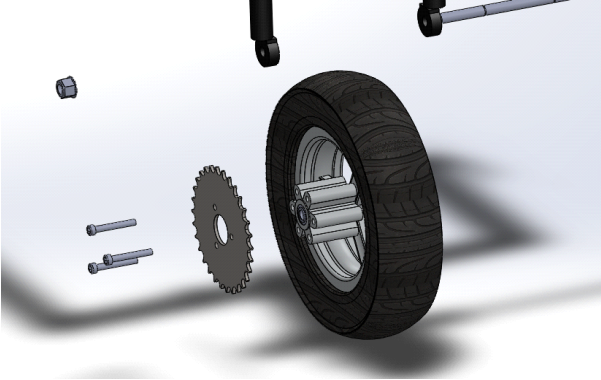


Fig. 94 Connecting process of tire wheel rod 1

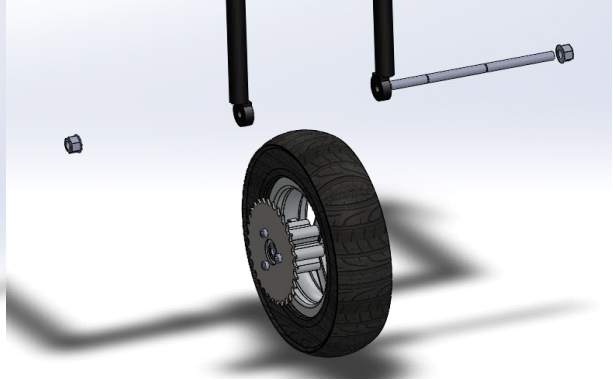


Fig. 95 Connecting process of tire wheel rod 2

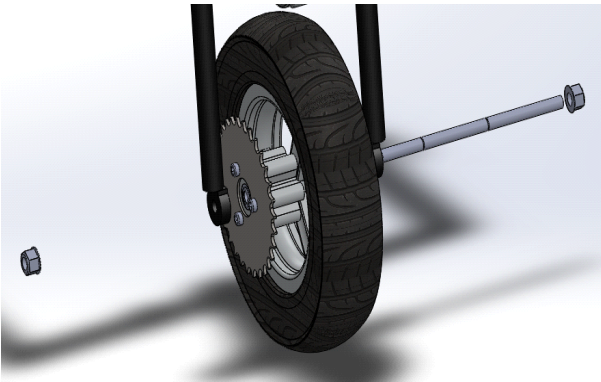


Fig. 96 Connecting process of tire wheel rod 3

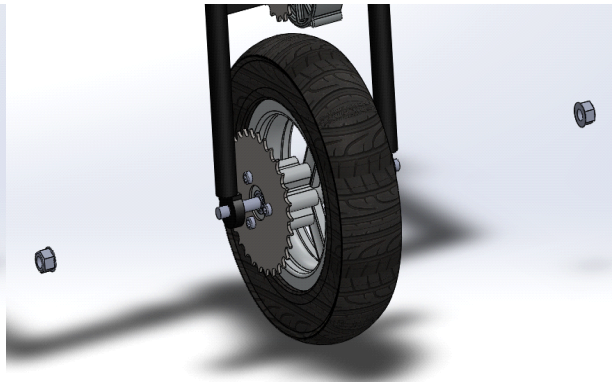


Fig. 97 Connecting process of tire wheel rod 4

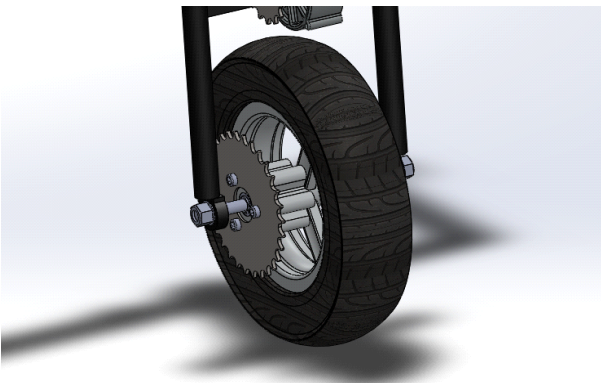


Fig. 98 Connecting process of tire wheel rod 5

바퀴의 경우에는 볼트와 너트, s45c 축, 스프라켓, 체인으로 이루어져 있다. 바퀴와 스프라켓은 볼트를 통해서 연결된다. Fig. 93에서는 축과 바퀴, 브라켓, 너트가 정렬된 모습이다. Fig. 16는 축과 바퀴, 브라켓이 연결된 모습이고 Fig. 17 에서는 각 요소들이 모두 체결된 모습이다.

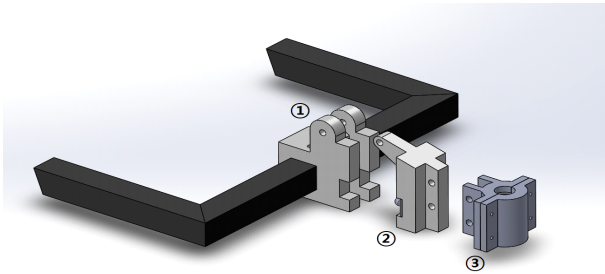


Fig. 99 The parts of center connecting part

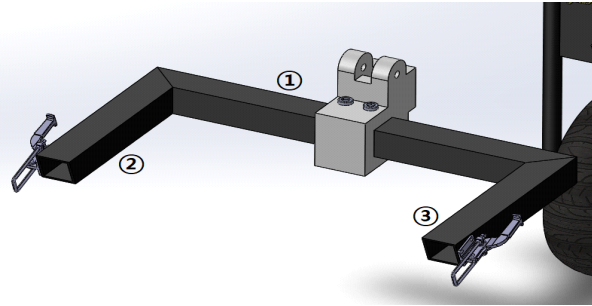


Fig. 100 'ㄷ' shape structure and wheelchair connecting part

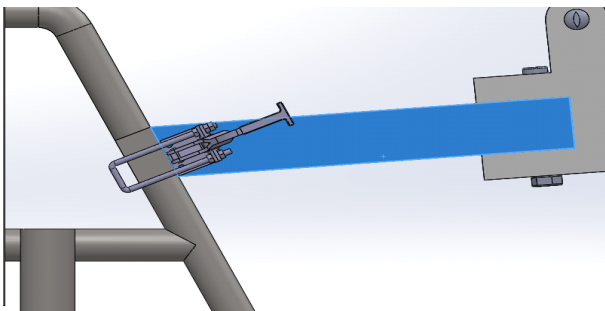


Fig. 101 The shape of connecting wheelchair and module

중앙 체결부의 경우에는 그림 74와 같이 세 가지 파트로 나눌 수 있다. 각각 요소는 볼트와 너트, 핀을 이용해서 체결되며 모두 3D프린터 PLA 재질을 이용해서 제작한다. 'ㄷ'자 부재의 경우 그림 75와 같이 수평으로 뺀 부분과 수직으로 뺀 부분으로 나눌 수 있다. 그림 76은 토글 클램프를 이용해서 휠체어와 모듈을 체결한 모습이다.

3.1.6 최종 결과물 3D 모델링 및 렌더링



Fig. 102 3D modeling of detachable wheelchair module

3D 모델링을 진행한 모습이다. 모터의 경우에는 체인을 이용해서 바퀴의 스프라켓과 연결해서 동력을 전달한다. 휠체어의 앞바퀴를 띄운 이유는 모듈을 장착하고 운용할 때 휠체어의 앞바퀴를 제어할 수 없

기 때문이다.

3.1.7 SWOT 분석을 통한 기대 효과



Fig. 103 SWOT Analysis

SWOT 분석 상에서 우리의 강점은 점점 증가하는 고령 인구비율과 그에 발맞추어 증가하는 다양한 복지사업에 있다. 고령 인구가 꾸준히 증가하는 추세이기 때문에 전동 모듈 시장 또한 꾸준히 증가할 것으로 생각한다.

늘어나는 전동 휠체어에 대비해서 수동 휠체어는 주로 요양시설이나 상당히 병원같이 공동으로 사용되며, 상당히 열악한 환경 속에 놓여있다. 반면 전동 휠체어 같은 경우에는 보통 개인화가 되어있지만, 부피를 많이 차지하고 비싸며 무거워서 보조자들이 없으면 스스로 운용하기 불편한 점이 있다. 우리의 모듈은 전동 휠체어와 수동 휠체어의 중간단계인 수동 휠체어를 모듈화시켜서 바꾸는 단계이기 때문에 충분히 경쟁력이 있다고 생각한다. 기존에 나와 있는 다른 제품들에 비해 우리가 내세우는 강점은 저렴함이다.

3.2 장단점 및 의의

3.2.1 결과물의 장단점

Table. 2 Pros and cons of electronic wheelchair and wheelchair

수동 휠체어	장점	- 가볍고 접을 수 있어 옮기기 편리하다. - 가격대가 낮다.
	단점	- 사람이 직접 바퀴를 돌려야 하므로 인력이 많이 소요되며 속도가 느리다. - 방향전환이 어렵다.
전동 휠체어	장점	- 모터를 이용하여 이동속도가 빠르며 방향전환이 쉽다.
	단점	- 전동과 일체형이기 때문에 무겁고 옮기기 어렵다. - 가격대가 높다.

3.2.2 결과물의 의의

기존의 전동 휠체어, 탈부착식 전동 동력 장치에 사용되는 인 휠 모터와 달리 바퀴 축과 DC 모터를 체인으로 연결해 동력을 전달하기 때문에 가격이 저렴하고 문제 발생 시 수리가 용이하며 주행거리 또한 늘어났으며 휠체어의 앞바퀴를 들어 올려 삼륜차 형태로 변형시켜 조향 시 안정성을 극대화하였습니다.

이 결과물을 제작하는 것은 기존의 수동 휠체어를 사용하여 탈부착이 가능하고 기존의 제품보다 안정적이며 가격이 저렴한 전동 휠체어로 활용할 수 있다는 것에 의의가 있습니다.

3.3 예산서

Table. 17 예산서

순번	상품명	용도	가격 (원)	수량	합계 (원)
1	토글 클램프	휠체어체결	4,830	2	9,660
2	바퀴 휠	구동부 바퀴	13,000	1	13,000
3	타이어	구동부 바퀴	10,000	1	10,000
4	DC 모터드라이브	모터 제어	68,000	1	68,000
5	DC 모터	구동을 위한 모터	37,980	1	37,980
6	엑셀레이터	구동장치	26,500	1	26,500
7	전자식 브레이크 및 계기판	브레이크 및 배터리 확인	93,420	1	93,420
8	볼베어링	조향부용 볼베어링	10,400	2	20,800
9	롤러체인	구동부 동력 전달 요소	30,200	1	30,200
10	배터리 고정 파우치	배터리 고정	12,900	1	12,900
11	배터리	전력공급	56,481	1	56,481
12	바퀴축 플랜지 너트	바퀴축 고정	873	2	1,746
13	육각 홀 붙이 볼트 (M5)	모터 및 모터드라이브 고정	367	12	4,400
14	고정 너트	모터 및 모터드라이브 고정	510	12	5,120
15	육각 볼트 (M10)	중앙체결부 고정	1,950	6	11,700
16	로터리 래치	중앙 체결부	19,800	1	19,800
17	탄소강 원형 파이프	구동부 몸체	15,400	1	15,400
18	탄소강 사각 파이프	구동부 몸체	16,200	1	16,200
19	스프라켓 가공비	모터 축 바퀴 축 연결 스프라켓	75,000	2	150,000
20	S45C 축 가공비	바퀴 축	150,000	1	150,000
합계					753,307

3.4 제품 사양서

탈부착 전동 휠체어 모듈



SPECIFICATION

모델명	탈부착 전동 휠체어 모듈
제품 크기	488mm×563mm×859mm [L×W×H]
제품 중량	13kg (배터리 : 1.2kg)
허용 중량	80kg
최고 속도	6km/h
1회 충전 시 주행거리	약 6km ~ (주행가능 거리는 도로 상태, 운전자의 무게 등에 따라 달라질 수 있습니다.)
모터	24V 250W 감속 모터
충전시간	50분
브레이크	전자식 브레이크
타이어	10인치 10X2.50 타이어

4. 결론

4.1. 주요 결과

4.1.1 체결 메커니즘

기존 수동 휠체어에 전동 모듈을 탈-부착하는 과정은 다음과 같다.



Fig. 104 Detachable and attachment mechanism - 1

Step 1

보조다리에 기대 고정된 모듈 앞에 사용자가 직접 휠체어를 끌고 이동한다.



Fig. 105 Detachable and attachment mechanism - 2

Step 2

모듈의 체결부위와 휠체어의 보조다리 부재를 맞대고 토글 클램프를 이용하여 체결한다.



Fig. 106 Detachable and attachment mechanism - 3

Step 3

양쪽 토글 클램프를 모두 체결한 후 사용자는 모듈의 손잡이를 밀어 올려 중앙 체결부위를 체결한다.

이때, 휠체어의 앞바퀴가 뜨며 구조적으로 안정된다.

보호자의 도움 없이 사용자가 스스로 체결할 수 있는 모듈을 설계하는 것이 설계 목표 중 하나였다. 위 체결 메커니즘을 통해 모듈에 보조다리를 부착한다면 사용자 스스로 모듈을 체결할 수 있음을 확인할 수 있다.

4.1.2 설계 독창성

기존의 휠체어는 수동 혹은 전동 휠체어로 각각의 장단점이 명확했다. 수동휠체어는 가격이 싸고 휴대가 용이하지만 노인 혹은 장애인들이 직접 이용하기 불편하였으며, 전동 휠체어는 사용자가 편리한 대신 가격이 비싸고 휴대에 어려움이 있었다.

본 보고서에서 설계된 탈부착 전동 휠체어 모듈을 이용하면 휴대가 편리하다는 수동 휠체어의 장점과 사용자가 사용하기 쉽다는 전동 휠체어의 장점을 모두 누릴 수 있다.

선택적으로 수동 휠체어와 전동 휠체어로 활용 가능하게 해주는 탈부착 전동 휠체어 모듈의 범용성은 지금까지 없던 독창적인 기능이다.

4.1.3 결과

이번 탈부착 전동 휠체어 모듈 설계의 주 목표는 수동 휠체어와 전동 휠체어의 장점을 뽑아 좀 더 범용적인 휠체어를 만들어 보는 것이었다. 설계를 진행하는 데 있어 기존 수동휠체어와의 호환성, 안정성이 가장 큰 과제였다.

한국 기술 표준원에 공시된 수동 휠체어의 규격에 맞춰 설계를 진행하고, 기계 전공 지식을 살려 구조 해석을 진행한 결과 최종적으로 타당한 설계 결과를 얻을 수 있었다.

설계 결과에 맞게 실제로 모듈을 제작하여 기존 휠체어와의 호환성과 안정성을 모두 확인할 수 있었으며, 제작 가격 또한 전동 휠체어에 비해 훨씬 저렴함을 알 수 있었다.



Fig. 107 Detachable wheelchair electric module

후 기

1년이라는 긴 시간 동안 팀원들과 많은 일을 경험하고 극복해 가며, 휠체어 탈부착 전동모듈 설계를 완성하였습니다. 처음 설계를 시작했을 때 저희 팀은 “설계가 전체적으로 어떤 부분부터 시작하는지”, “어떤 주제를 갖고 설계를 진행할지”에 대해 많은 고민을 하였고 팀원들 서로의 의견이 맞지 않아 타협점을 찾기 힘들었습니다. 그 타협점을 찾고 설계 주제를 선정하는 것에 있어서 주변의 도움을 요청하였고 전공 교수님의 조언을 받아 어르신과 장애인으로 주제를 선정하여 설계를 시작하였습니다.

팀원들이 각자 역할을 나누어 시작하면서 일이 순조롭게 진행되나 싶었지만 혼자서 판단하고 결정을 내리기에 어려운 부분이 있었고 학교에서 공부하던 것 외의 전공지식이나 설계에 필요한 능력이 조금씩 부족함을 알았습니다. 팀원들은 자기가 부족한 부분을 인지하고 설계에 필요한 능력을 갖추기 위해 스스로 공부하고 그 내용을 공유해 주었습니다. 3D 부분을 맡은 팀원은 3D 프로그램을 유튜브나 학교 선배, 교수님에게 조언을 얻어 능력을 개발해 나갔고 특히 조사를 수행하는 팀원은 학교 교양과목을 특히 관련 과목으로 수업을 수강함으로써 지식을 키워나갔습니다.

1년 동안의 목표를 간트 차트를 작성하여 진행하였고 1년이라는 큰 틀을 잡고 일주의 계획으로 세분화하여 설계를 진행하였습니다. 긴 시간 동안 평일 주말 관계없이 팀원들은 모두 모여 회의를 진행하였고 매주마다 설계의 진행도를 올렸습니다. 물론 긴 시간 동안 회의를 진행하면서 밤도 여러 번 새고

의견이 충돌되는 부분이 있었지만 그럴 때마다 믿음직한 팀장이 해결책과 대책을 마련하여 팀원들에게 제시하였고 팀원들은 그런 팀장을 잘 따랐습니다.

그 결과 1년이라는 긴 시간 동안 팀원 모두의 노력과 열정으로 휠체어 탈부착 전동모듈 설계를 완성시킬 수 있었습니다. 이렇게 긴 기간 동안 팀원들과 설계를 진행하면서 육체적으로나 정신적으로 많은 에너지를 쏟아부었고 각자의 한계를 몇 번이고 뛰어넘어야 했던 시간이었습니다. 그 시간을 되돌아보면, 설계하는 부분에 있어서 자신이 얼마나 성장했는지를 알 수 있고 나의 믿음과 상대방의 믿음이 있어야 지 설계가 진행됨을 알 수 있었습니다. 공모전을 마무리하며 재학시절 한 번쯤은 누군가와 팀을 이루어 공모전을 나가보는 것도 의미 있는 경험이라는 것을 느낄 수 있었습니다.

참고문헌

- (1) Jung Ah Lee, Bum-Suk Lee, Hyun Choi, Sung Moon Yoo, Sung Pil Yang, Jae Hyuk Bae, Han Ram Pak, 2016, “An Investigation of Caretakers Needs for Changes in Electric Wheelchairs”, Rehabilitation Engineering And Assistive Technology Society of Korea, vol. 10, no. 3, 177~184.
- (2) Joo Young Na, 2019, “A study on the seat backrest angle of hip joint rehabilitation equipment for seniors”, Korea Tech., Master’s deg.
- (3) 박명호, 2011, “한국과 EU의 고령화 비교 연구”, 한국외국어대학교.
- (4) 이금희, 2008, “재활보조기구 사용실태와 생활만족도에 영향을 미치는 요인에 관한 연구”, 호남대학교 복지행정대학원.
- (5) 권선진, 2006, “Assistive Devices for the Disabled in Korea : Current Status and Policy Implications”, Health and welfare policy forum, p.4.
- (6) 문인근, 2004, “장애인 재활보조기구 공급측면의 문제점 및 개선방안”, 부산대학교 사회복지학전공.
- (7) Han Wool Seo, Dae Dong Kim, Cheol Woong Ko, Joon Hmm Lee, and Tae Soo Bae, 2015, “Structural Stability Analysis of Connectors for an Electric Handbike”, Biomedical and Welfare Technology R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology.