

대한기계학회 주최

제12회 전국학생설계경진대회(2022년)

설계 최종 보고서

참가부	대학부 (v)				
참가분야	공모주제 () / 자유주제 (v)				
참가팀명	말하는 감자들				
설계제목	게이트 타입 휠체어 바퀴 세척 및 핸드림 소독 장치				
지도교수/교사	(소속)단국대학교기계공학과 (성명)임성한				
대표자 (신청인)	성명	소속	연락처 (휴대폰)	E-mail	주소
	원정연	단국대학교 기계공학과			

참가팀원 인적사항

NO	성명	소속 / 학년	E-MAIL
1	원정연	단국대학교 기계공학과 / 4학년	
2	오동욱	단국대학교 기계공학과 / 4학년	
3	임형태	단국대학교 기계공학과 / 4학년	
4	박혜운	단국대학교 기계공학과 / 4학년	
5	박소윤	단국대학교 기계공학과 / 4학년	
6			

설계 요약문

참가분야	공모주제 () / 자유주제 (○)
참가팀명	말하는 감자들
설계제목	게이트 타입 휠체어 바퀴 세척 및 핸드림 소독 장치
대표자명	원정연
요약문	게이트 타입 휠체어 바퀴 세척 및 핸드림 소독 장치"는 거동이 불편한 휠체어 사용자도 간편하게 휠체어 세척이 가능하도록 돕는 장치이다. 간편한 세척을 위해 휠체어 사용자가 휠체어에 탑승한 채로 세척 및 소독을 수행할 수 있도록 설계한다. 본 장치는 병원, 양로 시설 등 휠체어 사용자가 많은 시설의 입출구부에 설치되어 사용될 것이며, 용이한 설치를 위해 규격을 최소화한다. 휠체어 사용자가 휠체어에 탑승한 채로 본 장치 위에 올라가 표시된 위치에 안착하면 장치가 이를 인식하여 작동을 준비한다. 사용자는 우측에 위치한 시작 버튼을 누름으로써 장치를 작동시킬 수 있다. 작동을 시작한 장치는 휠체어의 바퀴를 회전시키고 회전하는 바퀴의 아래에 부착된 세척 솔이 바퀴와 마찰을 일으키며 바퀴를 세척한다. 동시에, 휠체어 바퀴와 함께 회전하는 핸드림에는 소독액이 분사된다. 세척 및 소독이 완료된 후에는 사용자가 진입한 방향으로 퇴장하여 장치 사용을 끝마친다. 작동 시 사용자의 안전, 편안함을 위해 휠체어 바퀴의 회전 속도는 낮추었다. 이로 인해 세척 시간이 길어지고 세척력이 떨어지는 문제를 방지하고자 세척 솔을 회전시켰다. 휠체어 바퀴 아래에 밀착시킨 세척 솔을 휠체어 바퀴가 회전하는 반대 방향으로 회전시켜 세척력을 보완해준다. 또한 장치 사용 후 사용자가 진입한 방향으로 퇴장할 수 있도록, 세척 시 바퀴를 지지하는 롤러의 회전 방향을 단방향으로 제어해 줄 것이다. 본 장치는 매립형으로 제작되었지만 매립이 불가능한 경우를 고려해 장치에 경사로를 탈부착하여 돌출형으로 거치될 수 있도록 설계한다. 따라서 매립이 편리함과 동시에 경사로를 쉽게 올라갈 수 있도록 장치의 높이 및 전체적인 규격을 최소화할 것이다.

게이트 타입 휠체어 바퀴 세척 및 핸드림 소독 장치 개발

원정연* · 오동욱** · 임형태** · 박혜운** · 박소윤**

*단국대학교 기계공학부

Gate-type Wheelchair Cleaning and Handrim Disinfection Device

Jeongyeon Won*, Donguk Oh**, Hyeongtae Lim**, Hyeun Park** and Soyun Park**

* School of Mechanical Engineering, Dankook University

(Received April 29, 2022 ; Revised July 1, 2022 ; Accepted August 27, 2022)

Key Words: Gate-type(게이트 타입), Wheelchair Cleaning(휠체어 세척), Handrim Disinfection(핸드림 소독), Frition Wheel(마찰차), One-way Clutch Bearing(원웨이 클러치 베어링), Sharft(축) Timing Belt(타이밍 벨트), Timing Pulley(타이밍 폴리)

초록: 가속화되는 인구 고령화와 요양 시설 부족 문제로 인해 휠체어 사용자가 증가하고 있다. 이에 따라 휠체어 소비도 매해 증가하고 있으며 대형 병원, 요양원과 같은 시설에서는 휠체어 사용자가 실내외 휠체어를 따로 구비하여 관리함에 어려움을 겪고 있다. 본 보고서는 건물 입출구부에 놓여 휠체어 바퀴 세척을 돕고 동시에 휠체어 핸드림 소독도 수행하는 장치를 소개함으로서 휠체어의 실내외 구분을 없애는 방안을 제시하고자 한다. 장치명은 게이트 타입 휠체어 바퀴 세척 및 핸드림 소독 장치라 명명하였다.

Abstract: The number of wheelchair users is increasing due to the accelerating population aging and the lack of nursing facilities. Accordingly, wheelchair consumption is also increasing every year, and in facilities such as large hospitals and nursing homes, it is difficult for wheelchair users to separately provide and manage indoor and outdoor wheelchairs. This report aims to suggest a way to eliminate indoor and outdoor classification of wheelchairs by introducing a device that is placed at the entrance and exit of the building to help clean wheelchairs and disinfect wheelchair handrims at the same time.

1. 서 론

1. 설계의 총체적 목적

휠체어의 바퀴 세척은 사용자의 청결 유지 및 위생상 중요한 문제이지만 누군가의 도움 없이는 바퀴를 세척하기 쉽지 않다. 세척을 위해서는 사용자가 하차해야 하거나 시중에 판매하는 세척 기구를 사용해야 하는데 거동이 불편한 사용자의 특성상 그 과정이 위험하거나 불편할 수 있다는 단점이 존재한다. 대형 병원 및 요양원과 같이 휠체어 사용자가 많은 건물에서는 위와 같은 문제들이 더욱 깊게 고려되어야 한다. 또한 위와 같은 시설들에서는 휠체어를 사용하며 발생하는 청결 문제로 인해 실내외 휠체어를 따로 구비하여 경제적 문제, 유지 및 관리 문제로 어려움을 겪고 있다. 따라서, 본 팀은 위와 같은 문제점들을 해결하기 위해 거동이 불편한 사용자도 휠체어의 바퀴를 간편하게 세척할 수 있고, 추가적으로

사용자가 손으로 가장 많이 만지게 되는 바퀴 동작 제어 부품인 핸드림을 소독해 주는 ‘휠체어 바퀴 세척 및 핸드림 소독 장치’를 설계 및 제작하기로 했다.

2. 설계주제의 선정 및 타당성

가속화되는 인구 고령화 문제로 인해서 휠체어 사용자가 급증하고 있다. 이에 따라서 휠체어의 수요 또한 매년 증가하고 있다. 또한 코로나19 사태로 소독에 대한 소비자들의 관심도가 높아지고 있으며 휠체어의 주 사용자인 노인의 경우 이러한 위험에 더욱 취약하다. 위와 같은 추세에 현재 휠체어 세척 장치 시장에 휠체어의 세척과 소독을 동시에 수행하는 세척 장치는 존재하지 않는다.

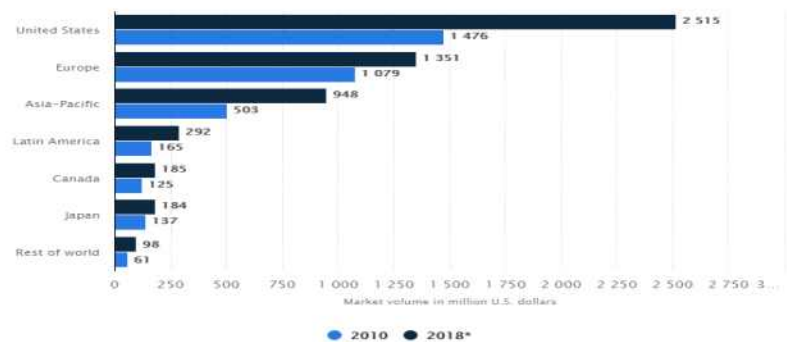


Fig. 1 Global market size by region in 2010 and 2018

3. 설계내용

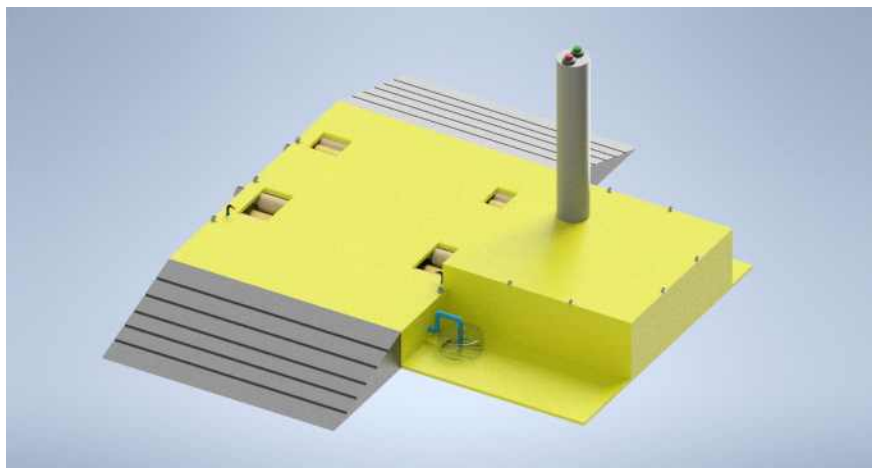


Fig. 2 Gate-type wheelchair cleaning and handrim disinfection device

본 장치는 야외 활동으로 인해 오염된 휠체어 바퀴를 회전시킨 후 세척 솔을 사용해 오물을 제거한다. 동시에, 바퀴와 함께 회전하는 휠체어의 핸드림에 소독액을 분사하여 외출 후, 휠체어의 간편한 세척 및 소독을 통해 사용자가 청결한 상태로 실내로 진입할 수 있도록 돕는다. 장치 탑승부터 세척까지의 과정을 아래와 같이 구상하였다.

(1) 사용자가 휠체어에 탑승한 채로 장치에 오른다.

(2) 휠체어의 모든 바퀴가 롤러 위에 안착하면 이를 초음파센서로 감지하여 LED 모듈에 불이 들어온다. 이는 장치가 작동 가능하다는 신호이다.

(3) LED 모듈에 불이 들어온 후, 사용자가 시작 버튼을 누르면 롤러가 회전하며 사용자가 탑승한 휠체어 바퀴를 회전시킨다. 동시에, 바퀴와 접촉하도록 설치된 세척 솔이 휠체어 바퀴의 표면에 달라붙은 이물질을 제거한다.

(4) 롤러 옆에 설치된 소독액 분사구에서 핸드림에 소독액을 분사하여 이를 소독한다.

(5) 작동을 마친 뒤 사용자가 진입했던 방향으로 장치 위에서 내려오는 것으로 사용을 끝마친다.

위 아이디어를 토대로 사용자가 휠체어에 탑승한 채로 기기를 작동해도 안전하고 깨끗하게 세척이 진행될 수 있도록 설계를 진행 할 것이다.

본 장치는 기본적으로 땅에 매립하여 설치하는 매립형으로 설계한다. 그러나, 장치의 매립이 불가능할 수 있음을 고려하여 경사로를 탈부착할 수 있도록 설계한다. 매립이 용이하고 경사로를 통한 진입이 편리하도록 장치의 높이를 최대한 낮게 제작한다. 휠 세척은 각 롤러가 휠을 회전시킬 때, 그 아래 설치된 세척 솔이 마찰에 의해 먼지를 털어내는 방식으로 고안되었다. 바퀴 아래 설치된 세척 솔을 회전시켜 더 깨끗하게 세척될 수 있도록 설계할 것이다. 휠체어가 본 장치를 동일한 방향으로 입장, 퇴장할 수 있도록 원웨이 클러치 베어링을 사용하여 롤러의 회전 방향을 단일 방향으로 제어해준다. 위의 내용들을 구현하기 위해 필요동력계산, 동력원 선정, 축의 강도 및 강성설계, 베어링설계, 베어링 수명계산, 타이밍벨트-풀리 설계, 소독액 유량계산 등을 진행할 것이다.

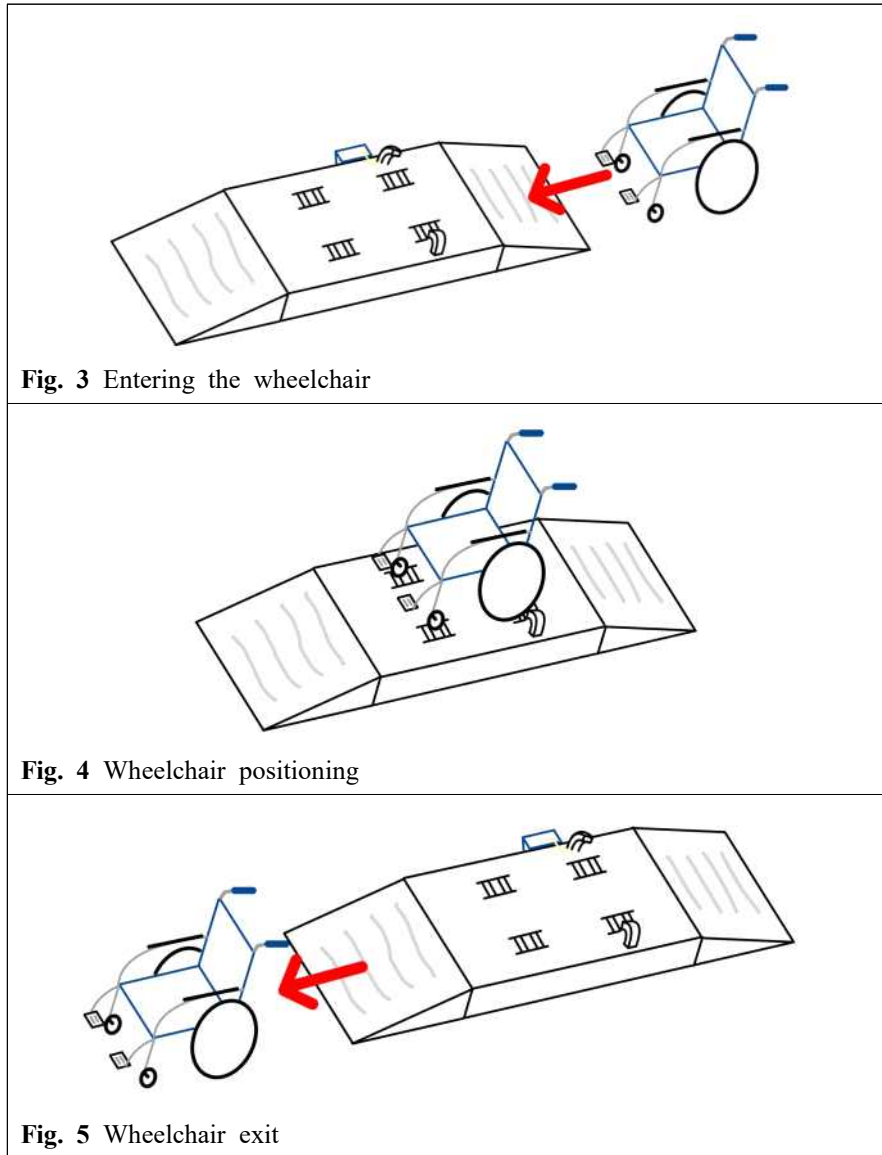
2. 개념 설계

2.1. 전체 메커니즘

본 기계장치는 사용자가 휠체어에 탑승한 채로 장치에 위치하면 자동으로 휠체어의 바퀴를 세척하고 핸드림을 소독해 주는 장치이다. 매립 형을 목표하나 매립이 불가능한 상황에 대비하여 경사로를 부착하는 형태로 설계를 진행한다.

사용자가 휠체어에 탑승한 채로 장치의 경사로를 올라오고 세척 장치에 위치한다. 세척 장치에 위치한 후 시작 버튼을 누르면 장치가 자동으로 휠체어의 후륜, 전륜을 모두 회전시켜 바퀴를 세척해 준다. 또한 바퀴가 회전하는 동안 핸드림에 소독액을 분사하여 핸드림을 소독시켜 준다. 세척을 8초 동안 진행한 후 장치가 작동을 중지하며 긴급 상황에는 강제 종료 버튼을 이용해 장치를 종료할 수 있다. 세척이 종료된 후 사용자가 앞으로 이동하여 장치의 경사로를 따라서 나갈 수 있도록 설계했다.

Table 1 Entry and exit free sketch for device operation



본 장치의 기능 구현 시 정의될 설계 문제는 다음과 같다.

1. 주 사용자가 환자나 노인이라는 점을 고려하여 장치에 올라갔을 때 자동으로 바퀴를 세척해주는 메커니즘이 고안되어야 한다.
2. 사용자의 편의를 위해 입·퇴장 방향이 동일하도록 설계해야 한다.
3. 실외활동 후 간단한 세척만으로 휠체어가 실내에서 사용될 수 있을 만큼 바퀴의 세척이 이루어져야 한다.
4. 사용자의 손과 닿은 접촉이 발생하는 부품인 핸드림이 소독되도록 해야 한다.

2.2. 세부 메커니즘

2.2.1. 바퀴 회전 메커니즘

바퀴의 제자리 회전

바퀴의 모든 면을 세척하기 위해서는 바퀴를 제자리에서 회전시켜야 한다. 바퀴를 제자리에서 회전시키기 위해서 두 개의 롤러를 이용하였다.

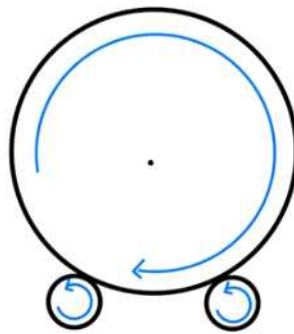


Fig. 6 Rotation mechanism of wheels in place

[Fig. 6]와 같이 두 개의 롤러 위에 바퀴를 위치시키면 바퀴가 제자리에서 회전하게 된다. 이를 이용해 휠체어의 4개의 바퀴를 각각 롤러에 위치시켜 모든 바퀴가 제자리에서 회전할 수 있도록 설계하였다.

바퀴의 단방향 회전

휠체어의 세척을 마친 후 전방 방향으로 장치에서 나가기 위해서는 축의 회전 방향 제어가 필요하다. 축의 회전을 단일 방향으로 제어해 주지 않는다면 세척 후 장치에서 나가려고 할 때 롤러에 의해 휠체어 바퀴가 제자리 회전을 하게 되어서 휠체어가 장치에서 빠져나가지 못한다.

따라서, 축의 회전을 단일 방향으로 제어해 주기 위해서 원웨이 클러치 베어링⁽¹⁾을 사용한다. 휠체어가 세척을 마친 후 전진할 때 휠체어의 후륜, 전륜의 전면에 위치하는 롤러의 곡면을 타고 앞으로 나아갈 수 있다.

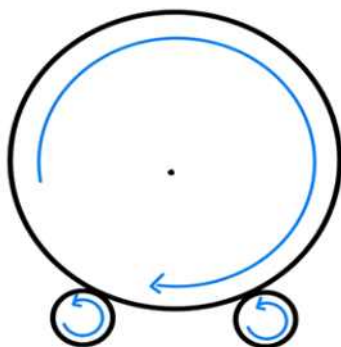


Fig. 7 Roller rotation control during cleaning

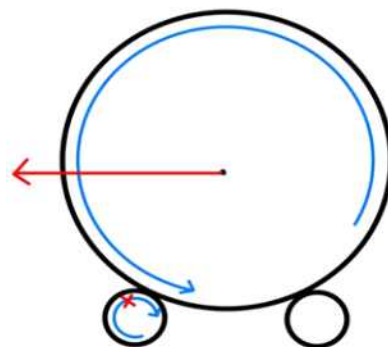


Fig. 8 Roller rotation control after cleaning

따라서 후륜, 전륜의 전면에 위치하는 롤러의 회전을 원웨이 클러치 베어링을 사용하여 [Fig. 7]과 같이 반시계 방향으로만 회전이 가능하도록 제어했다. 이로써 세척 시에는 [Fig. 7]과 같이 바퀴가 제자리에서 회전하게 되고 세척이 끝난 후에는 [Fig. 8]와 같이 전진하여 나갈 수 있게 된다.

2.2.2. 바퀴 세척 메커니즘

휠체어 바퀴의 세척은 바퀴가 위치하게 되는 롤러 사이에 세척 솔을 설치하여 바퀴가 롤러에 위치해 회전하면 세척 솔에 의해서 이물질이 제거될 수 있도록 설계했다.

휠체어 바퀴는 모터를 이용해 롤러를 회전시켜서 사용자가 직접 바퀴를 돌리지 않아도 자동으로 회전 되도록 설계했다.

휠체어에 사람이 앉아있을 때 휠체어의 후륜에 대부분의 하중이 가해진다. 따라서 후륜을 회전시키는 롤러가 빠르게 회전하면 위험할 것이라고 판단해 후륜 측의 롤러는 전륜 측의 롤러에 비해 느리게 회전 하도록 설계했다.

후륜 측의 롤러가 느리게 회전함으로써 감소하는 세척력을 보완하기 위해서 후륜 측에는 고정형 세척 솔이 아닌 롤러 브러시를 사용했다.

롤러 브러시를 후륜의 회전 방향과 반대 방향으로 회전시켜서 동일한 시간에 세척 솔이 바퀴를 더 많이 쓸어주도록 설계하여 후륜 측 세척력을 보완했다.

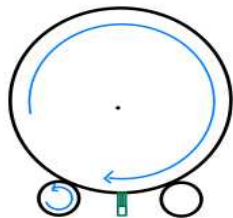


Fig. 9 Front wheel cleaning (cleaning brush)

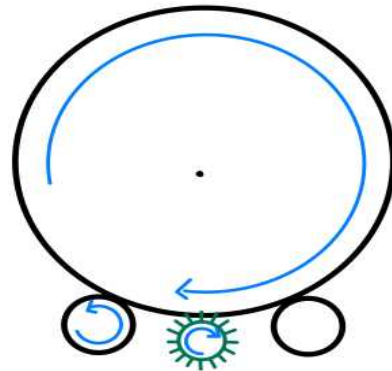


Fig. 10 Rear wheel cleaning (roller brush)

2.2.3 핸드림 소독 메커니즘

핸드림의 소독은 Fig 11과 같이 장치 프레임부 상단에 소독 분사 노즐을 설치하여 진행한다. 세척액은 장치 측면에 설치된 세척액 보관함에 보관되며 워터펌프를 이용해 세척액을 분사한다.

핸드림이 바퀴와 같이 회전하므로 세척액을 일정 위치에 분사해 주면 핸드림 전체에 소독액이 분사된다. 분사 과정에서 소독액이 롤러에 묻으면 롤러와 휠체어 바퀴 사이에 마찰이 줄어들어 세척 시 바퀴가 제대로 회전하지 않거나 세척 종료 후 퇴장할 때 바퀴가 미끄러져 앞으로 나가지 못할 수 있다. 따라서 소독 분사 노즐의 위치를 Fig 11과 같이 롤러의 측면이 아닌 바깥 부분으로 위치시켰다.

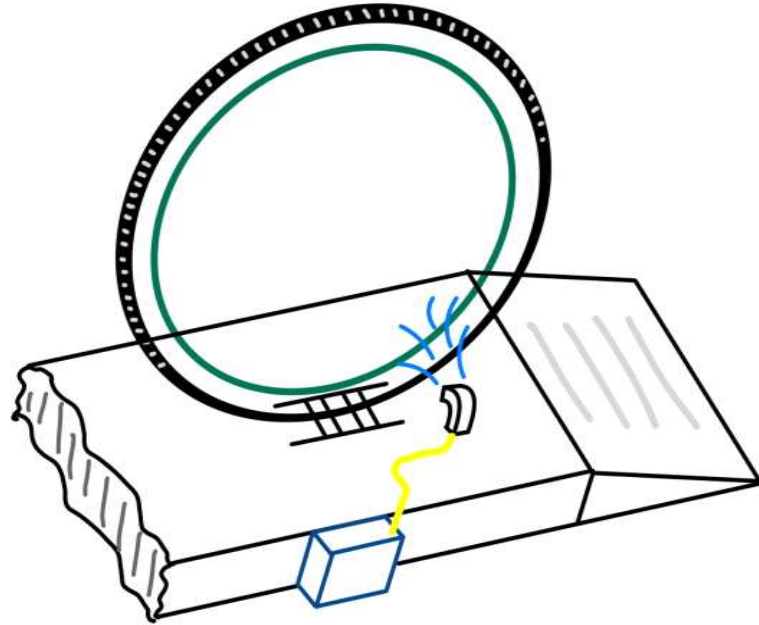


Fig. 11 Cleaning mechanism

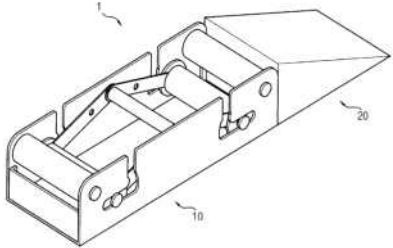
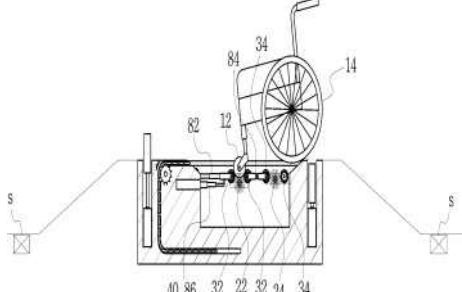
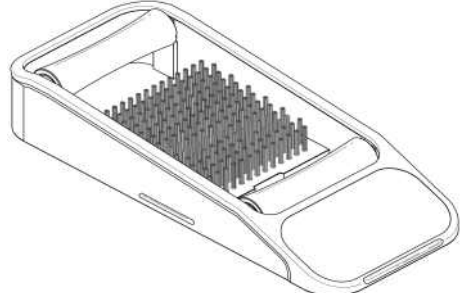
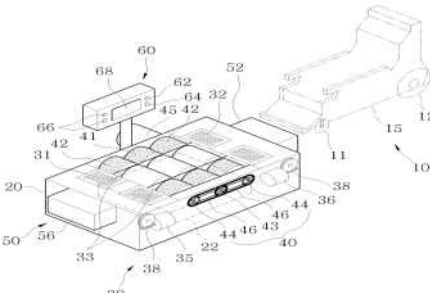
제약조건

1. 본 장치를 설치할 때 매립하지 못하는 경우에는 경사면을 부착하여 사용한다. 따라서 장치의 높이를 높게 제작하면 휠체어 사용자가 경사면을 잘 올라가지 못할 수 있다. 마찬가지로 장치의 높이가 높다면 규격 자체가 커지는 것이므로 매립에도 어려움을 겪을 것이다. 이러한 문제점을 방지하기 위해서 사용자가 올라가는 부분의 높이를 최대한 낮게 설계해야 한다.

2. 2.2.1절에서 설명한 것처럼 축의 단방향 제어가 이루어져야 하고 이를 위해 래칫기어 혹은 전자식 브레이크를 사용하여 축의 회전 방향을 제어하려고 했다. 하지만 큰 하중이 작용한다는 장치의 특성상 해당 방법을 사용한다면 큰 소음이 발생하고, 추가적으로 부품의 설치 과정에서 구조가 복잡해질 수 있다는 단점이 있다. 따라서 간단한 설치가 가능하고 소음도 발생하지 않는 원웨이 클러치 베어링을 사용하기로 결정하였다.

2.3 특허 조사

Table 2 Patent investigation on wheelchair cleaning

특허	특허 정보	특허 설명
 Fig. 12 Portable wheelchair cleaning module	휴대용 휠체어 청소모듈 공고일자 : 2014.08.07 등록번호 : 10-1427402 등록일자 : 2014.07.31	두 롤러의 휠체어 바퀴가 안착되면 바퀴가 헛돌아 상부의 달려있는 청소부 롤러를 통해 세척한다.
 Fig. 13 Wheelchair, motorbike a wheel-washing device	휠체어, 전동바이크의 바퀴세척 장치 공고일자 : 2014.08.27 등록번호 : 10-1434893 등록일자 : 2014.08.21	앞 두 롤러에 전륜 부분을 장착시킨 후 후륜을 뒤 두 롤러에 위치시키고 롤러 사이에 장착된 세척솔 롤러로 오물을 닦아주는 세척 장치이다.
 Fig. 14 Rear wheel cleaner for wheelchairs	휠체어용 후륜클리너 공고일자 : 2021.08.27 등록번호 : 30-1124861 등록일자 : 2021.08.20	휠체어가 올라가 사용자가 직접 바퀴를 돌리면서 가운데에 솔에 의해 세척되는 클리너로 휴대가 가능하다.
 Fig. 15 Automatic cleaning device for electric wheelchairs	전동휠체어의 자동세척장치 공고일자 : 2012.06.14 등록번호 : 10-1156759 등록일자 : 2012.06.08	바퀴를 돌리는 롤러에 세척솔이 부착되어 있으며 옆에 부착된 제어기관을 통해 세척수행을 제어할 수 있다.

2.4 기존 제품과의 차이점

앞서 조사한 네 가지 특허는 1)휴대가능 유무와 2)동력 공급이 수동으로 이루어지는지 모터 동력으로 공급되는지의 차이로 분류가 가능하다. 휴대가 가능하고 수동으로 작동하는 장치는 ‘휴대용 휠체어 청소모듈’, ‘휠체어용 후륜클리너’이다. 휴대가 불가능하나 모터 동력으로 작동하는 장치는 ‘휠체어, 전동바이크의 바퀴세척 장치’, ‘휠체어, 전동바이크의 바퀴세척 장치’이다.

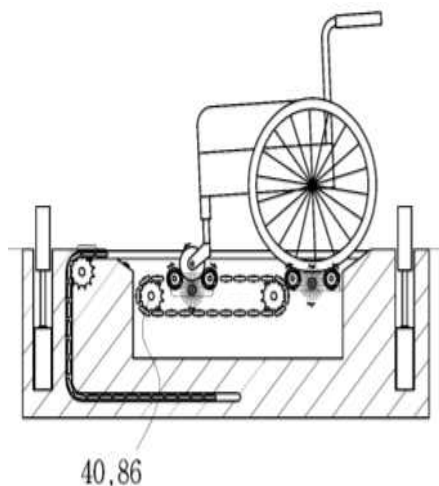


Fig. 16 Mechanical drawing of wheelchair and electric bike's wheel cleaning system

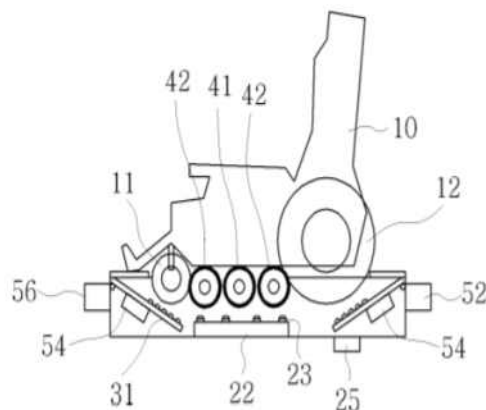


Fig. 17 Mechanical drawing of automatic cleaning device of electric wheelchair

본 제품은 대형 병원, 양로 시설과 같은 대형 시설에 구비할 편의 장치를 목표로 한다. 따라서 편의성을 위해 모터로 동력 공급 택한 두 특허 ‘휠체어, 전동바이크의 바퀴세척 장치’와 ‘전동휠체어의 자동세척장치’와의 비교를 수행한다.

두 특허는 후륜을 모터 동력으로 회전시키고 그 아래 세척 솔을 통해 오염물을 털어낸다. 탑승자가 착석한 상태로 간단한 조작만을 수행한다는 점은 본 장치와의 공통점을 가진다. ‘휠체어, 전동바이크의 바퀴세척장치’는 휠체어의 종류, 후륜 규격에 상관없이 사용 가능하다. 그러나 이 때문에 장치 전체의 높이가 휠체어의 2/3에 달하여 장치를 설치하기 위해선 공간적인 부담을 동반한다. 또한 시중가가 700만원으로 고가에 책정되었다. ‘전동휠체어의 자동세척장치’는 전동휠체어를 대상으로 설계된 것으로 수동 휠체어는 사용할 수 없다.

본 장치는 두 특허와 같이 전륜과 후륜을 세척하는 기능을 수행함과 동시에 두 특허에는 없는 소독 기능을 수행한다. 본 장치는 휠체어 규격이 통일된 대형 병원, 양로 시설에 설치됨을 목표하기에 기능을 간략화 하여 약 500만원 낮은 200만원의 부품가로 설계할 수 있었다. 또한 본 장치는 경사구간을 제외한 규격이 1000(mm)*1430(mm)*680(mm)로 기존 제품에 비해 높이를 대폭 감소시켜 큰 장치가 주는 공간, 시각적인 압박을 개선했다.

3. 주 모터 선정

3.1 필요 동력 계산

3.1.1 원통마찰에 의한 동력계산

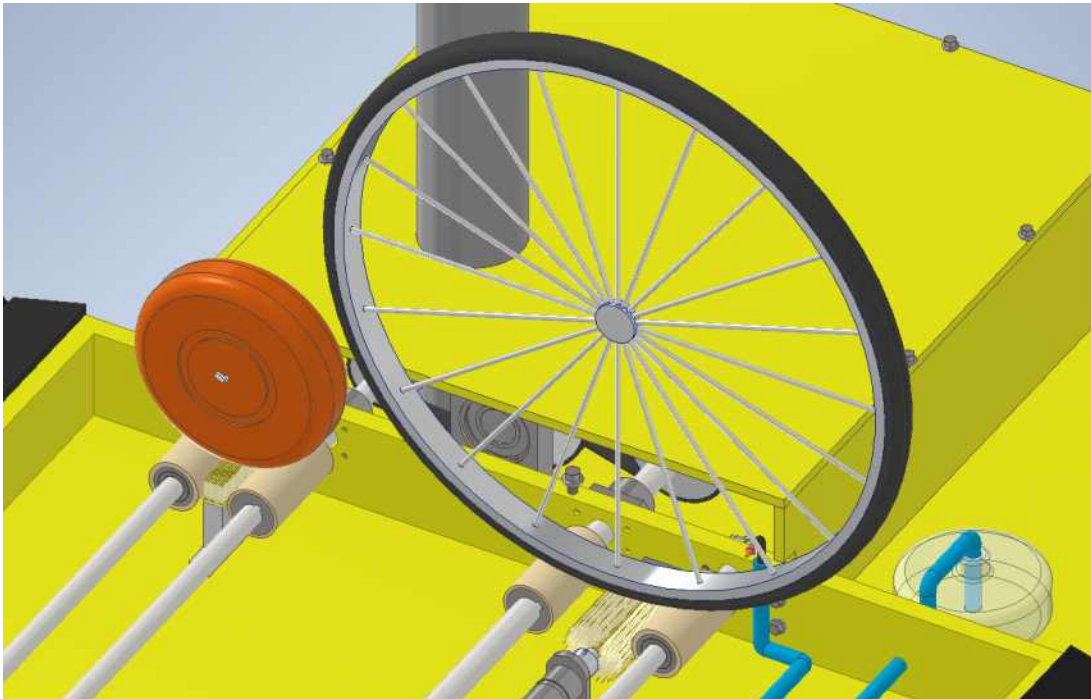


Fig. 18 Roller-Wheel-Roller 3d Shape

본 장치의 주 목적 중 하나는 바퀴를 자동으로 돌리게 하는 것이고 그 방법으로 두 원에 의한 원통마찰을 선택했다.

롤러-바퀴의 원통마찰에 의한 동력을 제공해 줄 수 있는 모터를 주 동력원으로 선정할 것이고 모터선정을 위한 동력계산, RPM, 토크를 고려하여 설계를 진행하겠다.

원통마찰에 의한 동력계산과정

- (ㄱ) 기준 휠체어 선정
- (ㄴ) 롤러제원설정
- (ㄷ) 휠체어에 최대하중이 가해질 때 각 바퀴에 작용하는 하중계산
- (ㄹ) 롤러-바퀴의 접촉면에서 밀어붙이는 힘P 계산
- (ㄴ) 원통마찰에 의해 전달할 수 있는 최대전달력F 계산
- (ㄷ) 후륜, 전륜의 각속도를 지정
- (ㄴ) 전달동력계산

(ㄱ) 기준 휠체어 선정



Fig. 19 Selected wheelchair

제품명 : KY-874
크기 : 104(길이)×60(폭)×91(높이)(cm)
최대적재하중 : 100kg
휠체어자중 : 20kg
후륜 직경 : 59cm
전륜 직경 : 20cm

(ㄴ) 롤러 제원 선정

Table 3 Roller specifications

	롤러의 재료	롤러의 직경(D)	두 롤러 중심 사이의 거리(l)	두 재료간의 마찰계수
후륜측 롤러	우레탄	50mm	130mm	0.7
전륜측 롤러	우레탄	50mm	80mm	0.7

(ㄷ) 휠체어에 최대하중이 가해질 때 각 바퀴에 작용하는 하중계산

출처 : 'A Method for the Determination of Center of Gravity during Manual Wheelchair Propulsion in Different Axle Positions'

Table 2. Comparisons of axle positions in static trials and propulsion trials

	A		B		C		D	
AX-COG static*	Mean	SD	Mean	SD	Mean	SD	Mean	SD
Upright (mm)	136.2 ± 16.2		113.2 ± 15.8		92.2 ± 15.8		71.0 ± 14.8	
Relaxed (mm)	111.3 ± 10.4		95.1 ± 10.5		75.1 ± 10.4		56.1 ± 9.3	
Ratio of weight bearing**								
Wheel (%)	69.4 ± 3.2		73.4 ± 3.1		76.4 ± 3.5		79.8 ± 3.9	
Caster (%)	30.6 ± 3.2		26.6 ± 3.1		23.6 ± 3.5		20.2 ± 3.9	
AX-COG propulsion***								
Flat floor (mm)	133.4 ± 17.6		108.6 ± 17.8		91.5 ± 16.8		69.8 ± 14.9	
Slope (mm)	127.2 ± 26.3		116.1 ± 28.3		87.4 ± 17.6		69.5 ± 20.3	

Fig. 20 Ratio of the load on the front and rear wheels according to the person's posture⁽²⁾

최대하중 : $120kg$

휠체어에 사람이 탔을 때 두 후륜에 가해지는 하중의 비율 : x

휠체어에 사람이 탔을 때 두 전륜에 가해지는 하중의 비율 : y

W_{wheel} : 휠체어에 최대하중이 작용할 때 후륜이 받는 힘

W_{caster} : 휠체어에 최대하중이 작용할 때 전륜이 받는 힘

g : $9.80665m/s^2$ (중력가속도)

$$x + y = 1$$

$$0.662 < (\text{사람에 자세에 따른 } x) < 0.837$$

$$W_{wheel} = 120x \times g (N)$$

$$W_{caster} = (120 - 120x) \times g (N)$$

(㉔) 두 원의 접촉면에서 밀어붙이는 힘 P 계산



Fig. 21 Wheel-Roller Free Object Figure 1

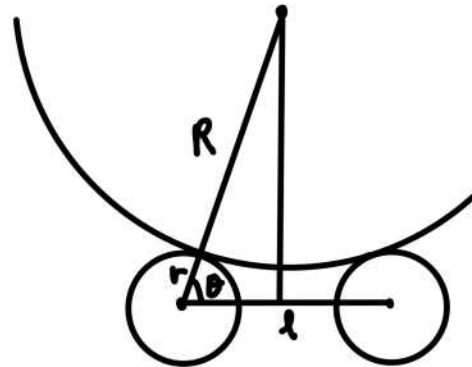
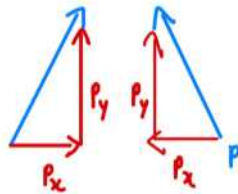


Fig. 22 Wheel-Roller Free Object Figure 2

W : 휠체어에 최대하중이 작용할 때 바퀴의 하중

P : 바퀴-롤러가 밀어붙이는 힘

P_y : 바퀴-롤러가 밀어붙이는 힘의 y 성분

R : 바퀴의 반지름

r : 롤러의 반지름

l : 두 롤러 사이의 거리

$$P_y = \frac{W}{2}$$

$$P = P_y \times \csc\theta \text{ (단, } \theta = \cos^{-1} \frac{l}{2(R+r)} \text{)}$$

(ㄷ) 원통마찰에 의해 전달할 수 있는 최대전달력 F 계산

F : 원통마찰에 의해 전달할 수 있는 최대전달력

μ : 바퀴의 재료와 롤러의 재료 사이의 마찰계수

$$F = \mu \times P$$

(ㄹ) 롤러의 속도 결정

후륜 측 롤러의 rpm 선정 :

$$\begin{aligned} 116.67\text{rpm} &\Rightarrow w_{\text{wheelroller}} = 116.67 \times \frac{2\pi}{60} \\ &= 12.218\text{rad/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{\text{wheelroller}} &= w_{\text{wheelroller}} \times r_{\text{wheelroller}} \\ &= 12.218\text{rad/s} \times 0.025\text{m} \\ &= 0.305\text{m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\text{휠의 rpm}) &= 116.67\text{rpm} \times \frac{r_{\text{wheel}}}{R_{\text{wheel}}} \\ &= 116.67\text{rpm} \times \frac{25\text{mm}}{295\text{mm}} \\ &= 9.887\text{rpm} \end{aligned}$$

$\Rightarrow$ 후륜은 약 6초에 한바퀴 돈다.

전륜 측 롤러의 rpm 선정 :

$$\begin{aligned} 350\text{rpm} &\Rightarrow w_{\text{casterroller}} = 350 \times \frac{2\pi}{60} \\ &= 36.652\text{rad/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{\text{casterroller}} &= w_{\text{casterroller}} \times r_{\text{casterroller}} \\ &= (36.652\text{rad/s}) \times (0.025\text{m}) \\ &= 0.916\text{m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (\text{캐스터의 rpm}) &= 350\text{rpm} \times \frac{r_{\text{caster}}}{R_{\text{caster}}} \\ &= 350\text{rpm} \times \frac{25\text{mm}}{100\text{mm}} \\ &= 87.5\text{rpm} \end{aligned}$$

$\Rightarrow$ 전륜은 약 0.69초에 한바퀴 돈다.

(ㄱ) 전달동력계산

H' : 원통마찰차에 의한 전달동력

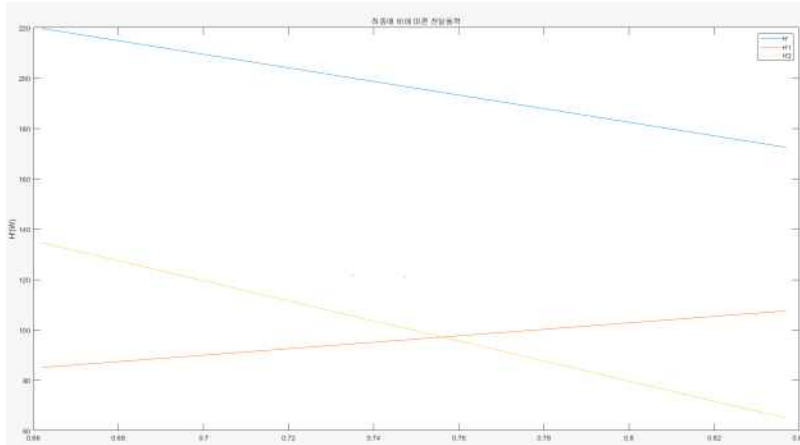


Fig. 23 Transmission power according to the ratio of the load on the rear wheels

$$H' = Fv$$

$$\text{최대전달동력 } H' = 219.697\text{W}$$

3.1.2 모터 선정

앞서 계산한 최대전달동력에, 안전한 설계를 고려하여 안전계수 1.5를 넣고, 모터 선정 시 필요한 최소동력을 도출했다.

$$\text{최소동력} = 329.546\text{W}$$

이를 토대로 0.4kw의 동력을 가지는 삼양 MAX2 기어드 단상 모터를 선정했다.



Fig. 24 Motor geometry⁽³⁾

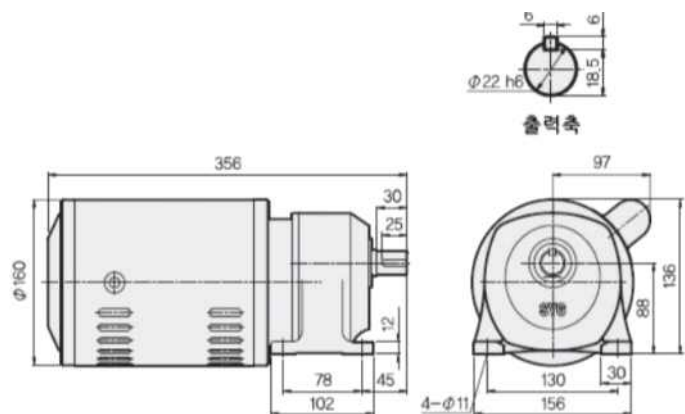


Fig. 25 Motor drawing⁽³⁾

다음은 선정한 모터의 제원이다.

Table 4 Motor specifications⁽³⁾

동력(kw)	형번	감속비	R.P.M	토크(kgf.m)	O.H.L(kg)	무게(HT)	무게(VT)
		1/5	350	1	90	14.5	14.7
		1/10	175	2.1	120	14.5	14.7
0.4(1상)	88	1/15	116.7	3.1	140	14.5	14.7
		1/20	87.5	4.2	150	14.5	14.7
		1/30	58.3	6.1	260	14.5	14.7

출처 : 삼양모터주식회사

3.1.3 최대토크 계산 및 안전성 판단

후륜 쪽에 가장 큰 하중이 가해지는 경우, 두 원통마찰차가 밀어 붙이는 힘과 전륜 쪽에 가장 큰 하중이 가해지는 경우 두 원통마찰차가 밀어 붙이는 힘은 아래와 같다.

$$P_1=502.372N$$

$$P_2=209.916N$$

이를 통해서 원통마찰차의 최대전달력을 구하면,

$$F_1=351.660N$$

$$F_2=146.941N$$

후륜, 전륜 구동축의 롤러에 각각 걸리는 최대 부하토크,

$$\begin{aligned}(T_L)_1 &= F_1 \times r_1 \\ &= 351.660N \times 0.025m \\ &= 8.7915N \cdot m\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}(T_L)_2 &= F_2 \times r_2 \\ &= 146.941N \times 0.025m \\ &= 3.6735N \cdot m\end{aligned}$$

$$(T_L)_{\max} = 12.465N \cdot m$$

각 롤러의 가속토크,

$$\begin{aligned}(T_a)_1 &= \left(\frac{2\pi Jf}{gt}\right)_1 \\ &= \frac{2\pi \times 1.264 \times 10^{-3} N \cdot m^2 \times 1.945 \text{ rev/s}}{9.81 m/s \times 1.0 s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}(T_a)_2 &= \left(\frac{2\pi Jf}{gt}\right)_2 \\ &= \frac{2\pi \times 1.413 \times 10^{-3} N \cdot m^2 \times 5.833 \text{ rev/s}}{9.81 m/s \times 1.0 s}\end{aligned}$$

$$(T_a)_{\max} = 6.329 \times 10^{-3} N \cdot m$$

이때, J는 회전 중심과 무게중심이 일치하는 롤러의 부하관성모멘트이다.

$$\begin{aligned}J_1 &= \frac{1}{4} \times W \times d^2 \\ &= 1.264 \times 10^{-3} N \cdot m^2 \\ J_2 &= \frac{1}{4} \times W \times d^2 \\ &= 1.413 \times 10^{-3} N \cdot m^2\end{aligned}$$

t는 모터회사를 통해 얻은 모터의 정격속도까지 걸리는 시간이며 f는 등속회전속도이다.

$$t=1.0s, \quad f_1=1.945 \text{ rev/s}, \quad f_2=5.833 \text{ rev/s}$$

따라서 모터에 걸리는 최대 토크는,

$$\begin{aligned}T_{\max} &= (T_L)_{\max} + (T_a)_{\max} \\ &= 12.471 N \cdot m\end{aligned}$$

$$\therefore 12.471 N \cdot m < 20.601 N \cdot m$$

모터의 허용토크가 $20.601 N \cdot m$ 이므로 안전하다.

3.1.4 부가저항

우리의 모터는 롤러를 돌려서 휠체어 바퀴를 회전시킨다. 이때 세척용 솔은 바퀴에 일정 깊이 눌러 있기 때문에 회전을 방해하는 힘을 만든다.

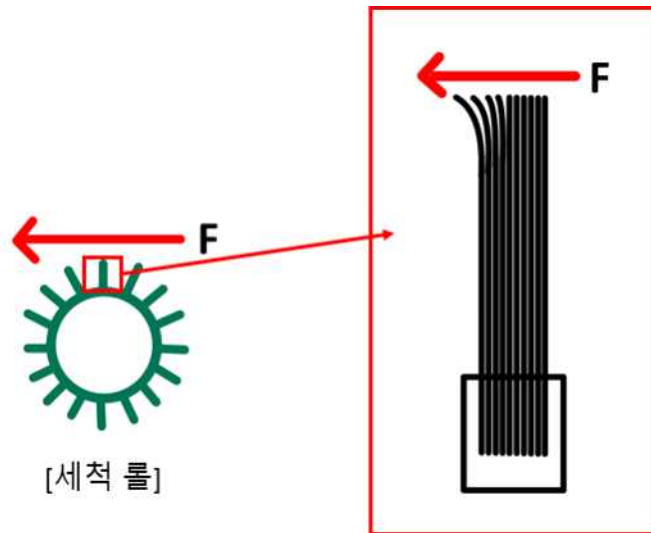


Fig. 26 The direction in which the force is applied⁽⁴⁾

6나일론 브러쉬가 10mm x방향으로 움직였을 때 받는 하중은 0.98N이다.

출처 : 한국 미스미

브러시 시험 샘플				X방향 □mm일 때의 하중(N)			
형식(모재)	채널 폭	선 직경 No.	털 길이(mm)	1mm	3mm	5mm	10mm
6나일론	5	0.2	20	0.18	0.45	0.95	1.45
		0.3		0.45	0.98	1.40	2.50
		0.5		3.20	6.20	9.80	11.90
		0.2	30	0.05	0.16	0.33	0.50
		0.3		0.13	0.34	0.60	0.98
		0.5		1.00	1.90	3.05	4.95
		0.2	50	0.01	0.06	0.07	0.16
		0.3		0.06	0.15	0.16	0.26
		0.5		0.06	0.20	0.42	0.88

Fig. 27 6 nylon brush load table⁽⁴⁾

이는 구동 롤러가 진행하는 방향에 반대 방향으로 작용하는데, 구동 롤러의 전달력 351.660N보다 훨씬 작으므로 주 모터의 동력을 계산할 때는 무시할 수 있다고 판단하였다

4. 구체 설계

4.1 폴리, 벨트 설계

축간거리

벨트&폴리는 후륜 구동축-모터 연장축, 전륜 구동축-모터 연장축에 각각 설치된다. 따라서 각 축 사이의 축간 거리를 계산한다. 계산은 휠체어의 표준 규격인 후륜 직경 22~24 인치, 전륜 직경은 4~8 인치를 따른다.

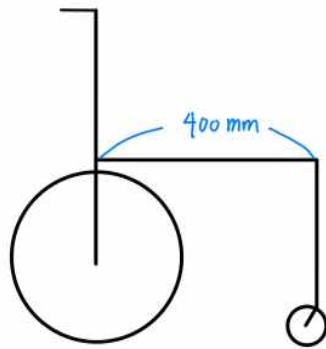


Fig. 28 Wheelchair seat depth

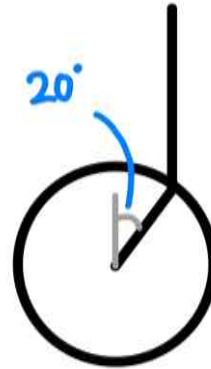


Fig. 29 Angle of castor

후륜 구동축-모터 연장축, 전륜 구동축-모터 연장축의 각 축 사이의 거리를 알기 위해서는 후륜 구동축, 전륜 구동축 사이의 거리를 구한다. 전륜 트레일의 표준 각도가 20° 인 것을 확인했고 모든 규격의 휠체어에 사용될 수 있도록 휠체어 바퀴의 표준 규격 중 중간 값으로 후륜 구동축-전륜 구동축의 축간거리를 계산했다. (후륜 직경: 22in, 전륜 직경: 6in)

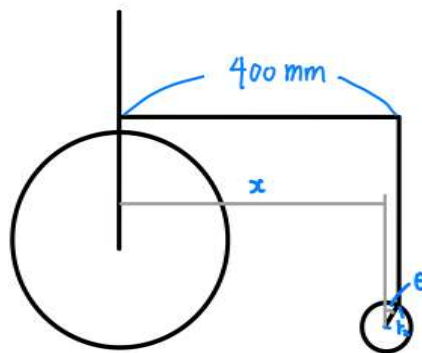


Fig. 30 Distance between the center of the wheel

후륜, 전륜 바퀴 중심 사이 거리 (6in=152.4mm)

$$400mm - \frac{152.4mm}{2} \cdot \tan 20^\circ = 372.265mm$$

바퀴가 위치하게 될 롤러 사이의 거리는 롤러 중심을 기준으로 후륜 측은 130mm, 전륜 측은 80mm로 설정하였다.

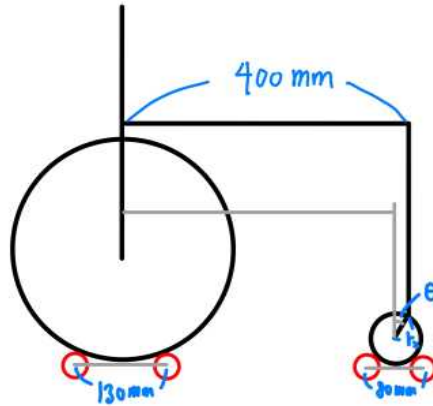


Fig. 31 Distance between the center of roller

후륜 구동축-전륜 구동축 축간거리,

$$(372.665 - \frac{130}{2} - \frac{80}{2})mm = 267.265mm$$

모터 연장축과 후륜 구동축, 전륜 구동축의 높이 차이는 23mm이다.

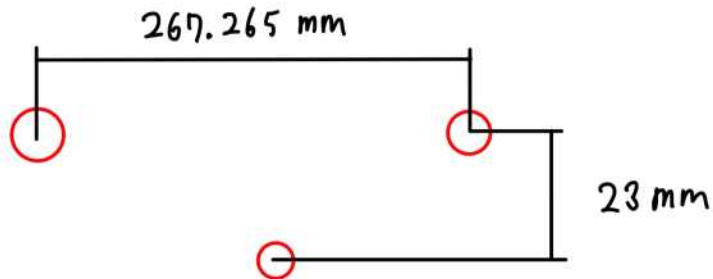


Fig. 32 The axial distance

따라서, 후륜 구동축-모터 연장축 축간 거리와 전륜 구동축-모터 연장축 축간거리는 아래와 같다.

$$\sqrt{(\frac{267.265mm}{2})^2 + (23mm)^2} = 135.597mm$$

$$\sqrt{(\frac{267.265mm}{2})^2 + (23mm)^2} = 135.597mm$$

타이밍벨트 선정 과정

후륜축과 전륜축 타이밍벨트를 설계하기 위한 조건과 해당 값은 각각 다음과 같다.

Table 5 Timing belt design conditions

[후륜축 설계 조건]	[전륜축 설계 조건]
구동모터 마력 : 400W 구동부의 RPM : 175rpm 종동부의 RPM : 350rpm 후륜축 축간거리 : 135.597mm	구동모터 마력 : 400W 구동부의 RPM : 175rpm 종동부의 RPM : 116.67rpm 전륜축 축간거리 : 267.265mm

설계 시 전륜축 설계 시 구동부의 회전수보다 종동부의 회전수가 적어 종동부 풀리의 크기가 구동부 풀리의 크기보다 작음을 유의한다.

설계 마력 계산은 아래 식을 따른다.

$$\text{설계 마력} = \text{모터 마력} \times (\text{부하보정계수} + \text{아이들러 보정계수} + \text{회전비 보정계수})$$

Table 6 Load correction factor⁽⁵⁾

종 동 기	원 동 기					
종동 기계의 대표적인 예가 아래에 나와 있습니다. 선택된 종동기의 부하특성은 사용시 고려되는 기계와 유사해야 합니다.	교류 모터: 정구 토크, 바구니형, 동기식, 분리 위상 직류 모터: 분권형 엔진 : 2실린더 이상 엔진			교류 모터: 고평토크, 고슬립, 단상, 분권형, 슬립링 직류 모터: 병렬형, 복합형 엔진 : 단일 실린더 엔진, 라인 샤프트, 클러치		
	간헐적인 부하	일반적인 부하	연속적인 부하	간헐적인 부하	일반적인 부하	연속적인 부하
	하루 3~8시간 사용	하루 8~16시간 사용	하루 16~24시간 사용	하루 3~8시간 사용	하루 8~16시간 사용	하루 16~24시간 사용
유체교반기, 벽돌 기계(흙 이기는 기계 제외), 컨베이어 : 광석, 석탄, 모래, 라인 샤프트 기계공구 : 그라인더, 세이퍼, 보링 밀, 밀 링머신 펌프 : 원심, 기어, 로터리, 파이프 라인, 스크린 : 진동 캠프, 방직기 : 날(실), 필, 컴프레서 : 원심	1.5	1.7	1.9	1.7	1.9	2.1

출처 : 한국 미스미

부하 보정계수는 위 부하 보정계수 표를 통해 1.5로 선정한다.

Table 7 Idler correction factor⁽⁵⁾

아이들러 위치	보정계수	
① 벨트 이완측의 내측에서 사용	0.0	
② 벨트 이완측의 외측에서 사용	0.1	
③ 벨트 긴장측의 내측에서 사용	0.1	
④ 벨트 긴장측의 외측에서 사용	0.2	

출처 : 한국 미스미

아이들러 보정계수는 벨트 이완측의 내측에서 사용되므로 0.0이다.

Table 8 Rotation ratio correction factor⁽⁵⁾

회 전 비	보정계수
1.00 ~ 1.23	0.0
1.24 ~ 1.73	0.1
1.74 ~ 2.48	0.2
2.49 ~ 3.48	0.3
3.49 이상	0.4

출처 : 한국 미스미

회전비 보정계수 선정을 위해 후륜축과 전륜축의 회전비를 계산하면 아래와 같다.

$$\text{후륜축 회전비} = \frac{350}{175} = 2$$

$$\text{전륜축 회전비} = \frac{116.67}{175} = 1.4999 = 1.5$$

따라서 후륜축 보정계수는 0.2, 전륜축 보정계수는 0.1을 따른다.

위 과정을 통해 구한 각각의 설계 동력은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \text{후륜축 설계 마력} &= 400 W \times (1.5 + 0 + 0.2) \\ &= 680 W \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{전륜축 설계 마력} &= 400 W \times (1.5 + 0 + 0.1) \\ &= 640 W \end{aligned}$$

출처 : 최신 기계설계, 정남용, 학진북스

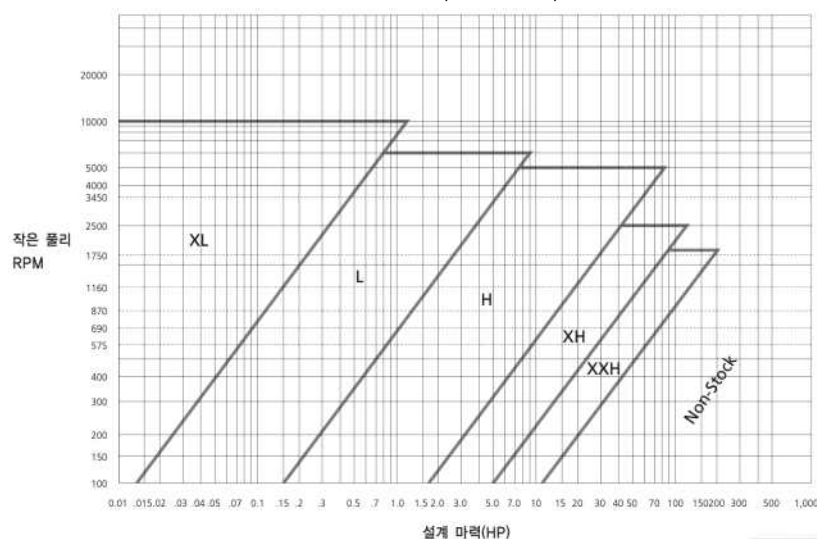


Fig. 33 Belt pitch selection⁽⁶⁾

[Figure31]을 통해 후륜, 전륜 축 모두 H 벨트 피치가 합당함을 알 수 있다.

Table 9 Minimum number of trapezoidal values⁽⁵⁾

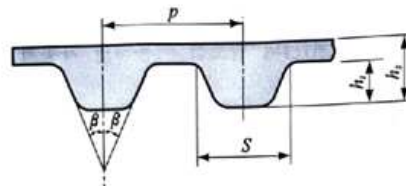
작은 풀리 RPM	벨트 형(形)					
	MXL	XL	L	H	XH	XXH
3450	16	12	16	20	30	-
1750	14	12	14	18	26	26
1160	12	10	12	16	24	24
870	-	10	12	14	22	22

출처 : 한국 미스미

[Table17]을 통해 후륜축과 전륜축은 400W를 사용하므로 최소 치수가 14임을 알 수 있다.

Table 10 The pitch diameter of a small pulley⁽⁶⁾

표 10-36 타이밍 벨트의 종류 및 규격(KS B 1420, KS M 6775, JIS 6372, ISO 5296)



종 류		일반용 타이밍 벨트					경부하용 타이밍 벨트	
항 목		<i>XL</i>	<i>L</i>	<i>H</i>	<i>XH</i>	<i>XXH</i>	<i>MXL</i>	<i>XXL</i>
피 치 : <i>p</i> [mm]		50.080	9.525	12.700	22.225	31.750	2.032	3.175
이 폭각 : 2β [°]		50	40	40	40	40	40	50
이뿌리폭 : <i>S</i> [mm]		2.57	4.65	6.12	12.57	19.05	1.14	1.73
이높이 : <i>h_t</i> [mm]		1.27	1.91	2.29	6.35	9.53	0.51	0.76
벨트 두께 : <i>h_s</i> [mm]		2.3	3.6	4.3	11.2	15.7	1.14	1.52
풀리의 최소 잇수		10	10	14	18	18	10	10
인장강도 [kN]/25.4 [mm]	1.96이상	2.65이상	6.77이상	9.32이상	10.8이상	독 [mm]	3.2	118 [N]/1개 이상
							4.8	196 [N]/1개 이상
							6.4	275 [N]/1개 이상
신장률 [%]						4.0이하		

출처 : 최신 기계설계, 정남용, 학진북스

Table 11 Selection of belt width⁽⁵⁾

단위 : kW

벨트 단면	벨트 폭(mm)	공 식
XL (5.08)	9.7	$P_r = dr [2.69 \times 10^{-3} - 3.22 \times 10^{-9}(dr)^2]$
L (5.08)	25.4	$P_r = dr [21.28 \times 10^{-2} - 1.37 \times 10^{-8}(dr)^2]$
H (12.7)	76.2	$P_r = dr [1.10 \times 10^{-1} - 6.43 \times 10^{-8}(dr)^2]$
XH (22.225)	101.6	$P_r = dr [2.12 \times 10^{-1} - 2.13 \times 10^{-7}(dr)^2]$
XXH (31.75)	127.0	$P_r = dr [3.35 \times 10^{-1} - 3.55 \times 10^{-7}(dr)^2]$

출처 : 한국 미스미

따라서 전륜, 후륜 풀리는 피치 $P = 12.7$ mm, 벨트 두께 $h_s = 4.3$ mm를 따른다.

아래 과정을 통해 1)후륜축과 2)전륜축의 큰 폴리 치수를 결정한다.

후륜축, 전륜축의 작은 폴리 치수 치수 (공통) : $Z_1 = 14$

[후륜축]

큰 폴리의 치수를 아래와 같이 구한다.

$$\begin{aligned} Z_2 &= \frac{n_1}{n_2} \times Z_1 \\ &= 2 \times 14 \\ &= 28 \end{aligned}$$

따라서 큰 폴리와 작은 폴리의 직경은 아래와 같다.

$$D_p = \frac{12.7 \times 28}{\pi} = 113.19mm, \quad d_p = \frac{12.7 \times 14}{\pi} = 56.595mm$$

[전륜축]

$$\begin{aligned} Z_2 &= \frac{n_1}{n_2} \times Z_1 \\ &= 1.5 \times 14 \\ &= 21 \end{aligned}$$

따라서 큰 폴리와 작은 폴리의 직경은 아래와 같다.

$$D_p = \frac{12.7 \times 21}{\pi} = 84.893mm, \quad d_p = \frac{12.7 \times 14}{\pi} = 56.595mm$$

벨트 길이 계산

계산식은 다음과 같다. 135.597mm

$$L_P = 2 \times \text{축간거리} + 1.57 \times (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \times \text{축간거리}}$$

[후륜축]

$$\begin{aligned} L_P &= 2 \times 135.579mm + 1.57 \times (113.19mm + 56.595mm) + \frac{(113.19mm - 56.595mm)^2}{4 \times 135.579mm} \\ &= 543.646mm \end{aligned}$$

[전륜축] 267.265mm

$$\begin{aligned} L_P &= 2 \times 153.579mm + 1.57 \times (84.893mm + 56.595mm) + \frac{(84.893mm - 56.595mm)^2}{4 \times 153.579mm} \\ &= 530.5976mm \end{aligned}$$

위에 부합한 규격을 선정하여 부품을 선정한 결과이다.

Table 12 Timing belt selection results

[모터축-후륜축]	[모터축-전륜축]
작은 풀리 직경 : 64.68mm 큰 풀리 직경 : 129.36mm 폭(Bw) : 25.4mm 벨트 원주길이 : 584.2mm	작은 풀리 직경 : 68.72mm 큰 풀리 직경 : 97.01mm 폭(Bw) : 50.8mm 벨트 원주길이 : 571.5mm



Fig. 34 320H100 1 Mitsuboshi belt



Fig. 35 ATPA17H200-A-N251 Misumi timing pulley

4.2 후륜 축 설계

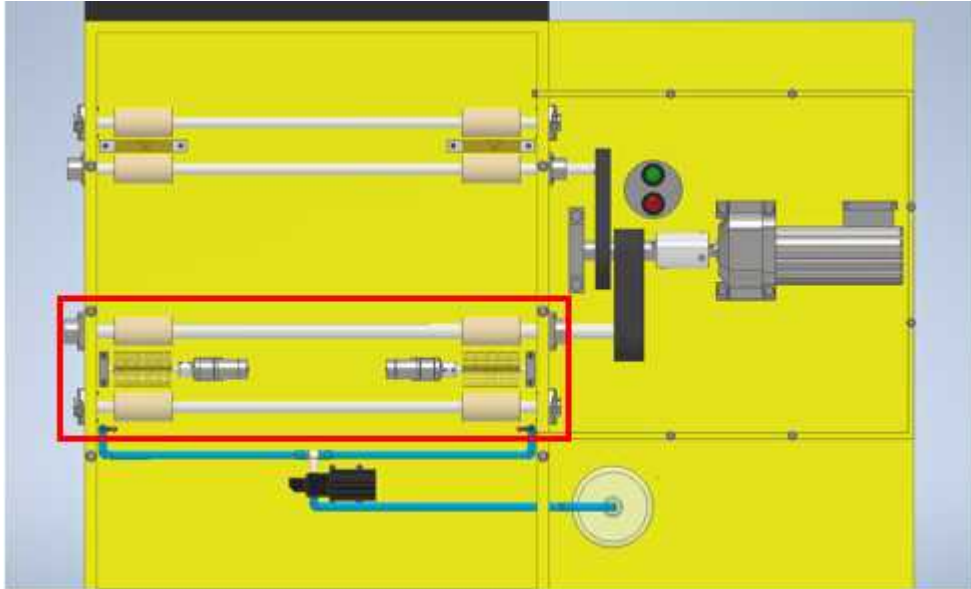


Fig. 36 Rear wheel shaft design

4.2.1 후륜 구동축

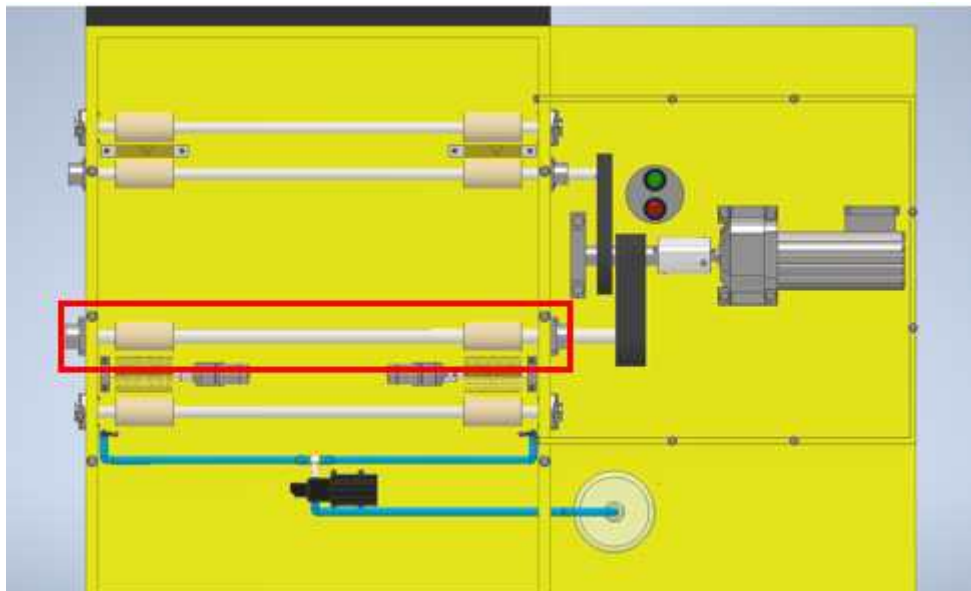
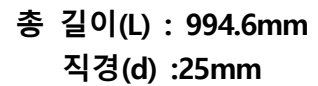


Fig. 37 Rear wheel drive shaft design

후륜 구동축의 규격을 축 직경 25mm 축 길이 994.6mm로 선정하였고 축의 강도, 강성 설계를 통해서 안정성에 대하여 검토하였다.

축의 직경은 사용자가 원활하게 기기에 올라가려면 기기 자체의 높이가 낮아야 하므로 가능한 한 직경이 작아야 한다. 또한 롤러의 규격을 고려하여 축의 직경을 25mm로 선정하였다. 축의 길이는 휠체어의 표준 규격, 프레임의 규격과 축에 장착될 폴리의 규격, 위치를 참고하여 994.6 mm로 선정하였다.

강도, 강성 설계를 위해 축의 자유물체도를 도시해 최대 굽힘 모멘트, 처짐각, 처짐을 계산하였다.



위 자유물체도에서 축에는 롤러, 사용자, 휠체어, 벨트, 폴리의 하중이 가해지게 된다. 또한 축의 양단에서 베어링에 의해 지지되므로 각 베어링의 위치에서 반력이 발생한다.

 $W_{1,A}$: 후륜 구동축의 자중

재질: 알루미늄 합금 ($\rho = 2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

$$\begin{aligned}\therefore W_{P_1} &= (2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi}{4} [(0.09701 \text{ m})^2 - (0.025 \text{ m})^2] (0.0508 \text{ m}) (9.81 \text{ m/s}^2) \\ &= 9.63 \text{ N}\end{aligned}$$

후륜 구동축의 롤러의 무게에 의해 가해지는 하중 계산식은 아래와 같다.

[롤러 규격 및 재질]

직경: 50mm

길이: 50mm

재질: 알루미늄 합금 ($\rho = 2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

$$\begin{aligned}\therefore W_{R1} &= (2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi}{4} [(0.05 \text{ m})^2 - (0.025 \text{ m})^2] (0.05 \text{ m}) (9.81 \text{ m/s}^2) \\ &= 2.023 \text{ N}\end{aligned}$$

모터 연장축과 연결된 풀리의 벨트에 의해 가해지는 하중 계산식은 아래와 같다.

[벨트 규격 및 재질]

길이: 571.5mm

폭: 50.8mm

두께: 3.445mm

재질: 클로로프렌 고무 ($\rho = 1.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

하중 계산 시 각 축에 장착되는 풀리의 직경비를 고려하여 각 풀리에 가해지는 벨트의 하중을 계산한다.

$$\begin{aligned}\therefore m_{belt} &= (1.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) (0.576 \text{ m}) (0.0508 \text{ m}) (0.003445 \text{ m}) \\ &= 0.14 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}W_{belt} &= (0.14 \text{ kg}) (9.81 \text{ m/s}^2) (0.585) \\ &= 0.804 \text{ N}\end{aligned}$$

앞서 구했던 휠체어의 후륜, 전륜에 분산되는 하중의 비율을 이용해 사용자 휠체어 하중의 합을 계산한다.

$$\begin{aligned}W_{W1} &= (120 \text{ kg}) (0.837) (9.81 \text{ m/s}^2) \div 2 \\ &= 246.329 \text{ N}\end{aligned}$$

사용자, 휠체어에 의해 후륜 구동축에 가해지는 하중을 아래와 같이 계산한다.

[축의 규격 및 재질]

직경: 25mm

길이: 994.6mm

재질: S45C 중탄소강 ($\rho = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

탄성계수: 205GPa

$$\begin{aligned}\therefore W_{1,A} &= (7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi}{4} (0.025 \text{ m})^2 (0.995 \text{ m}) (9.81 \text{ m/s}^2) \\ &= 37.612 \text{ N}\end{aligned}$$

후륜 구동축에 작용하는 반력 계산

[힘의 평형]

$$\sum F = R_A + R_B - 2(W_{W1} + W_{R1}) - W_{1,A} - W_{P1+b} = 0$$

위 식을 정리하여 계산한다.

$$\begin{aligned} R_A + R_B &= 2(248.352 N) + (37.612 N) + (10.434 N) \\ &= 544.75 N \\ \therefore R_A &= 544.75 N - R_B \end{aligned}$$

[모멘트 평형]

$$\begin{aligned} \sum M_A &= -(W_{W1} + W_{R1})(0.1155 m) - W_{1,A}(0.4818 m) - (W_{W1} + W_{R1})(0.7155 m) \\ &\quad + R_B(0.831 m) - W_{P1+b}(0.9537 m) = 0 \end{aligned}$$

위 식을 정리하여 계산한다.

$$\begin{aligned} -(248.352 N)(0.1155 m) - (37.612 N)(0.4818 m) - (248.352 N)(0.7155 m) \\ + R_B(0.831 m) - (10.434 N)(0.9537 m) = 0 \\ \therefore R_B = 282.133 N \end{aligned}$$

두 식을 이용해 아래와 같이 축에 작용하는 반력을 구한다.

$$R_A = 262.617 N, R_B = 282.133 N$$

후륜 구동축의 굽힘모멘트, 처짐각, 처짐 계산

위의 자유물체도와 특이함수를 이용해 각 값들을 도출한다.

[특이함수]

$$\begin{aligned} M(x) &= R_A \langle x - 0.015 m \rangle^1 - W_{W1+R1} \langle x - 0.131 m \rangle^1 - W_{1,A} \langle x - 0.497 m \rangle^1 \\ &\quad - W_{W1+R1} \langle x - 0.731 m \rangle^1 + R_B \langle x - 0.846 m \rangle^1 - W_{P1+b} \langle x - 0.969 m \rangle^1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E\mathcal{I}'(x) &= \frac{R_A}{2} \langle x - 0.015 m \rangle^2 - \frac{W_{W1+R1}}{2} \langle x - 0.131 m \rangle^2 - \frac{W_{1,A}}{2} \langle x - 0.497 m \rangle^2 \\ &\quad - \frac{W_{W1+R1}}{2} \langle x - 0.731 m \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.846 m \rangle^2 - \frac{W_{P1+b}}{2} \langle x - 0.969 m \rangle^2 + C_1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E\mathcal{I}(x) &= \frac{R_A}{6} \langle x - 0.015 m \rangle^3 - \frac{W_{W1+R1}}{6} \langle x - 0.131 m \rangle^3 - \frac{W_{1,A}}{6} \langle x - 0.497 m \rangle^3 \\ &\quad - \frac{W_{W1+R1}}{6} \langle x - 0.731 m \rangle^3 + \frac{R_B}{6} \langle x - 0.846 m \rangle^3 - \frac{W_{P1+b}}{6} \langle x - 0.969 m \rangle^3 + C_1 x + C_2 \end{aligned}$$

반력이 가해지는 위치에서 축의 처짐은 0값을 가지므로 이를 이용해 C_1, C_2 를 계산한다.

[적분상수 계산]

$$\begin{aligned} 0.015C_1 + C_2 &= 0 \\ 0.846C_1 + C_2 + 11.525 &= 0 \\ \therefore C_1 &= -13.869, C_2 = 0.208 \end{aligned}$$

[관성모멘트]

$$I = \frac{\pi}{64}(0.025m)^4$$

위 식들을 이용하여 처짐각, 처짐 식을 정리한다.

$$\begin{aligned} \nu'(x) = \frac{1}{EI} & \left[\frac{R_A}{2} \langle x - 0.015m \rangle^2 - \frac{W_{W1+R1}}{2} \langle x - 0.131m \rangle^2 - \frac{W_{1,A}}{2} \langle x - 0.497m \rangle^2 \right. \\ & \left. - \frac{W_{W1+R1}}{2} \langle x - 0.731m \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.846m \rangle^2 - \frac{W_{P1+b}}{2} \langle x - 0.969m \rangle^2 - 13.869 \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \nu(x) = \frac{1}{EI} & \left[\frac{R_A}{6} \langle x - 0.015m \rangle^3 - \frac{W_{W1+R1}}{6} \langle x - 0.131m \rangle^3 - \frac{W_{1,A}}{6} \langle x - 0.497m \rangle^3 \right. \\ & - \frac{W_{W1+R1}}{6} \langle x - 0.731m \rangle^3 + \frac{R_B}{6} \langle x - 0.846m \rangle^3 \\ & \left. - \frac{W_{P1+b}}{6} \langle x - 0.969m \rangle^3 - 13.869x + 0.208 \right] \end{aligned}$$

후륜 구동축의 최대굽힘모멘트 계산

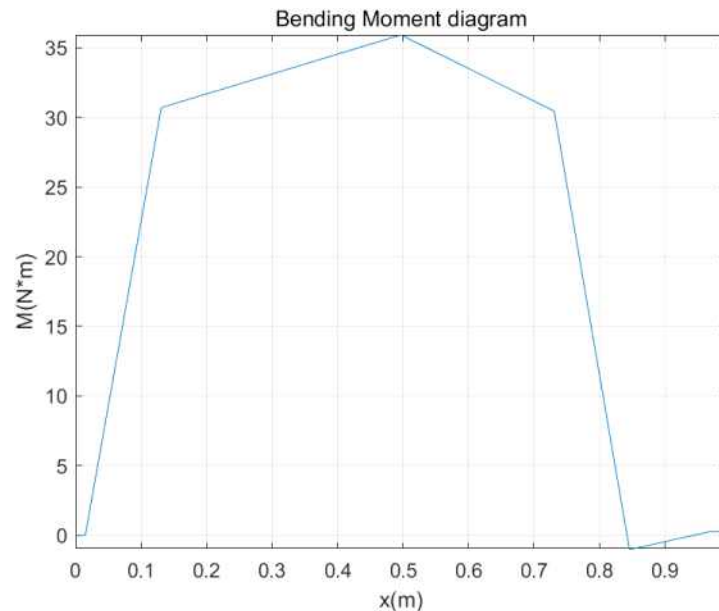


Fig. 39 Rear wheel drive shaft bending Moment diagram

위의 특이함수를 통해서 구한 모멘트 식을 매트랩을 통해서 도식한 후, 최대 굽힘 모멘트를 계산하면,

$$M_{\max} = 35.919N \cdot m$$

후륜 구동축의 강도설계

후륜 구동축은 연성재료이며 굽힘과 비틀림을 동시에 받는다. 따라서 파손은 최대전단응력에 의해서 발생되므로 이에 대한 설계를 진행한다. 한편 휠체어가 움직이면서 축에 가벼운 충격하중을 가하는 경우도 고려해야 한다고 생각했기 때문에, 이에 해당하는 동적효과계수를 도입하여 비틀림 모멘트를 구한다.

Table 13 Dynamic effect coefficient $K_m, K_t^{(7)}$

표 5-2 동적효과계수 k_m, k_t 의 값

하중의 종류	회 전 축		정 지 축	
	k_t	k_m	k_t	k_m
정하중 또는 매우 완만한 동하중	1.0	1.5	1.0	1.0
심한 변동하중 또는 가벼운 충격하중	1.0~1.5	1.5~2.0	1.5~2.0	1.5~2.0
심한 충격하중	1.5~3.0	2.0~3.0	-	-

출처 : 최신 기계설계, 정남용, 학진북스

위의 동하중이 작용하는 경우,

$$K_t=1.5, K_m=2.0$$

등가 비틀림모멘트,

$$T_e = \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T)^2}$$

$$T=8.7915N \cdot m, M_{\max}=35.919N \cdot m, d=0.025m$$

따라서,

$$T_e = 73.038N \cdot m$$

이를 통해서 축에 걸리는 최대전단응력을 구하면,

$$\tau_{\max} = \frac{16 T_e}{\pi \times d^3} = 23.807Mpa$$

안전계수(F.S)는 2, 재료의 전단 허용응력은

$$\tau_{allow} = 65Mpa$$

$$F.S \times \tau_{\max} < \tau_{allow} \Rightarrow 47.614Mpa < 65Mpa$$

∴ 안전하다

비교적 일정한 조건에서 잘 알려져 있는 S45C 재료를 사용하고, 하중과 응력의 크기를 쉽게 결정할 수 있는 경우이므로, 안전계수(F.S)는 2를 사용한다.

안전계수	설명
1.25 ~ 1.5	관리가 가능한 조건에서 매우 신뢰성 있는 재료를 사용하고, 작용하는 하중 및 응력의 크기를 정확히 아는 경우. 무게의 경량화를 특히 중요하게 고려해야 하는 응용 분야에서 사용
1.5 ~ 2	비교적 일정한 조건에서 잘 알려져 있는 재료를 사용하고, 하중과 응력의 크기가 쉽게 결정될 수 있는 경우.
2 ~ 2.5	평범한 조건에서 보통의 재료를 사용하고, 하중과 응력의 크기를 알아낼 수 있는 경우.
2.5 ~ 3	보통의 환경, 하중, 응력 조건에서 별로 사용되지 않은 재료 또는 취성인 재료를 사용하는 경우.
3 ~ 4	보통의 환경, 하중, 응력 조건에서 사용해 본 적이 없는 재료를 사용하는 경우.
3 ~ 4	잘 알려진 재료이지만 불확실한 환경과 응력 조건에서 사용할 때.

Fig. 40 Joseph Vidosic's proposed safety factor⁽⁹⁾

후륜 구동축의 비틀림 강성 설계

Bach의 설계조건을 이용하여 비틀림 강성 설계를 진행하였다.

$$\frac{\phi}{l} \leq 0.004363[rad]$$

$$\frac{\phi}{l} = \frac{32T}{\pi d^4 G} \quad (47)$$

$$= \frac{32(8.7915N \cdot m)}{\pi(0.025m)^4(80GPa)}$$

$$= 0.0022866[rad] < 0.004363[rad]$$

∴ 안전하다

후륜 구동축의 굽힘 강성 설계

일반 전동축에서는 굽힘에 의한 축의 최대 처짐각이 0.001[rad] 이하가 되도록 제한하고 있으므로 이를 이용해 구동축의 안정성을 검토한다. 앞서 특이함수를 통해서 구한 처짐각과 처짐에 대한 식을 매트랩을 통해서 도식하고, 최대 처짐각을 구하면 다음과 같다.

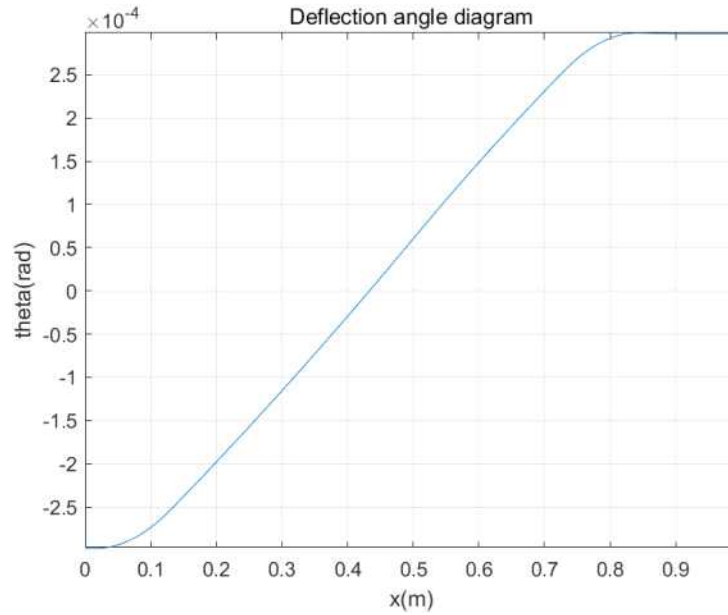


Fig. 41 Rear wheel drive shaft deflection angle graph

$$\theta_{\max} = 0.0002892rad < 0.001rad$$

∴ 안전하다

후륜 구동축의 베어링설계

후륜 구동축은 단방향 제어를 위해 원웨이 클러치 베어링을 사용한다. 원웨이 클러치 베어링 선정 시 후륜 구동축 직경 25mm에 맞는 베어링 선정 후 앞 설계에서 구한 부하토크와 회전수를 베어링 허용 값과 비교하여 베어링 선정 적절성 여부 확인한다.

Table 14 One-way clutch bearing specification table⁽⁸⁾

형식		D	L	r (mm)	허용 토크 Nm	허용 회전수		질량 (g)	뉴기론 단가
Type	d					축 회전 수 rpm	외륜 회전 수 rpm		
BHFL	6	10	15	0.3	1.76	23000	13000	4	
	8	12	22		3.15	17000	12000	7	
	10	14	22		5.3	14000	11000	8	
	12	18	26		12.2	11000	8000	18	
	14	20	26		17.3	9500	8000	20	
	16	22	26		20.5	8500	7500	22	
	18	24	26		24.1	7500	7500	25	
	20	26	26		28.5	7000	6500	27	
	25	32	30		66	5500	5500	44	
	30	37	30		90	4500	4500	51	
	35	42	30		121	3900	3900	58	

출처 : 최신 기계설계, 정남용, 학진북스

$$\begin{aligned}
 \text{전달토크} &= \text{부하토크} \times \text{안전계수} \\
 &= 8.7915 \times 1.5 \\
 &= 13.1873 N \cdot m < 66 N \cdot m (\text{허용토크})
 \end{aligned}$$

$$116.67 \text{rpm} (\text{축 회전수}) < 5500 \text{rpm} (\text{허용축회전수})$$

축의 전달토크와 회전수가 원웨이 클러치 베어링 허용 값 이하이므로 안전하다.

4.2.2 후륜 종동축

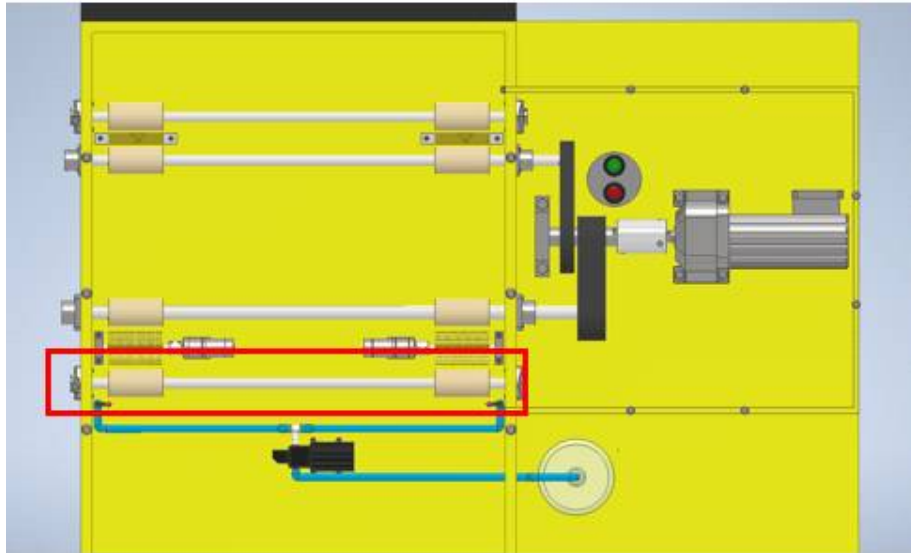
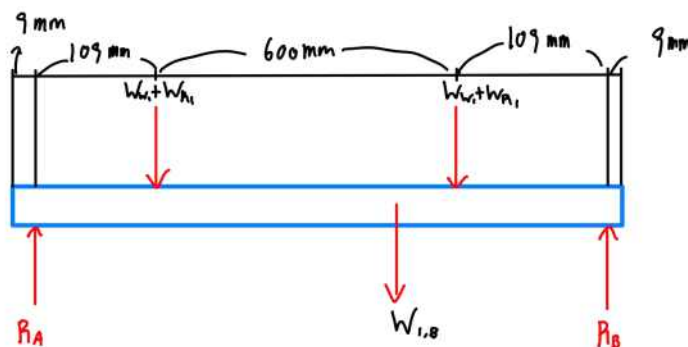


Fig. 42 Rear wheel driven shaft design

후륜 종동축의 규격을 축 직경 20mm 축 길이 836mm로 선정하였고 축의 강도, 강성 설계를 통해서 안정성에 대하여 검토하였다.

축의 직경은 본래 후륜의 구동축과 동일하게 25mm로 선정했으나 볼러 선정 과정에서 어려움을 겪어 20mm로 재선정했다. 축의 길이는 휠체어의 표준 규격, 프레임의 규격을 참고하여 836 mm로 선정하였다. 강도, 강성 설계를 위해 축의 자유물체도를 도시해 최대 굽힘 모멘트, 처짐각, 처짐을 계산한다.

후륜 종동축 자유물체도



총 길이(L):836mm
직경(d):20mm

Fig. 43 The freedigram of rear wheel driven shaft

R_A : 출입구 기준 좌측 반력

R_B : 출입구 기준 우측 반력

W_{W1} : 사용자, 휠체어에 의해 후륜 종동축에 가해지는 하중

W_{R1} : 후륜 종동축의 볼러에 의해 가해지는 하중

$W_{1,B}$: 후륜 종동축의 자중

위 자유물체도에서 축에는 볼러, 사용자, 휠체어의 하중이 가해지게 된다. 또한 축의 양단에서 베어링에 의해 지지되므로 각 베어링의 위치에서 반력이 발생한다.

후륜 종동축에 가해지는 하중에 대한 계산

후륜 종동축의 롤러에 의해 가해지는 하중을 계산한다.

[롤러 규격 및 재질]

직경: 50mm

길이: 50mm

재질: 알루미늄 합금 ($\rho = 2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

[하중 계산]

$$\begin{aligned}\therefore W_{R1} &= (2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi}{4} [(0.05 \text{ m})^2 - (0.020 \text{ m})^2] (0.05 \text{ m}) (9.81 \text{ m/s}^2) \\ &= 2.26 \text{ N}\end{aligned}$$

앞서 구했던 휠체어의 후륜, 전륜에 분산되는 하중의 비율을 이용해 사용자, 휠체어에 의해 후륜 종동축에 가해지는 하중을 계산한다.

$$\begin{aligned}W_{W1} &= (120 \text{ kg}) (0.837) (9.81 \text{ m/s}^2) \div 2 \\ &= 246.329 \text{ N}\end{aligned}$$

후륜 종동축의 자중을 계산한다.

[축의 규격 및 재질]

직경: 20mm

길이: 836mm

재질: S45C 중탄소강 ($\rho = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

탄성계수: 205GPa

[하중 계산]

$$\begin{aligned}\therefore W_1 &= (7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi}{4} (0.020 \text{ m})^2 (0.836 \text{ m}) (9.81 \text{ m/s}^2) \\ &= 20.225 \text{ N}\end{aligned}$$

후륜 종동축에 작용하는 반력 계산

[힘의 평형]

$$\sum F = R_A + R_B - 2(W_{W1} + W_{R1}) - W_{1,B} = 0 \dots\dots\dots$$

위 식을 정리하여 계산한다.

$$\begin{aligned} R_A + R_B &= 2(248.589 N) + (20.225 N) \\ &= 517.403 N \\ \therefore R_A &= 517.403 N - R_B \end{aligned}$$

[모멘트 평형]

$$\sum M_A = -(W_{W1} + W_{R1})(0.109 m) - W_{1,B}(0.409 m) - (W_{W1} + W_{R1})(0.709 m) + R_B(0.818 m) = 0$$

위 식을 정리하여 아래와 같이 계산한다.

$$\begin{aligned} -(248.589)(0.109 m) - (20.225)(0.409 m) - (248.589)(0.709 m) + R_B(0.818 m) &= 0 \\ \therefore R_B &= 258.702 N \end{aligned}$$

두 식을 이용해 아래와 같이 축에 작용하는 반력을 구한다.

$$R_A = 258.701 N, R_B = 258.702 N$$

후륜 종동축의 굽힘모멘트, 처짐각, 처짐 계산

위의 자유물체도와 특이함수를 이용해 각 값들을 도출했다.

[특이함수]

$$\begin{aligned} M(x) &= R_A \langle x - 0.009 m \rangle^1 - W_{W1+R1} \langle x - 0.118 m \rangle^1 - W_{1,B} \langle x - 0.418 m \rangle^1 \\ &\quad - W_{W1+R1} \langle x - 0.718 m \rangle^1 + R_B \langle x - 0.827 m \rangle^1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} EI v'(x) &= \frac{R_A}{2} \langle x - 0.009 m \rangle^2 - \frac{W_{W1+R1}}{2} \langle x - 0.118 m \rangle^2 - \frac{W_{1,B}}{2} \langle x - 0.418 m \rangle^2 \\ &\quad - \frac{W_{W1+R1}}{2} \langle x - 0.718 m \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.827 m \rangle^2 + C_1 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} EI v(x) &= \frac{R_A}{6} \langle x - 0.009 m \rangle^3 - \frac{W_{W1+R1}}{6} \langle x - 0.118 m \rangle^3 - \frac{W_{1,B}}{6} \langle x - 0.418 m \rangle^3 \\ &\quad - \frac{W_{W1+R1}}{6} \langle x - 0.718 m \rangle^3 + \frac{R_B}{6} \langle x - 0.827 m \rangle^3 + C_1 x + C_2 \end{aligned}$$

반력이 가해지는 위치에서 축의 처짐은 0값을 가지므로 이를 이용해 C_1, C_2 를 계산한다.

[적분상수 계산]

$$\begin{aligned}
0.009C_1 + C_2 &= 0 \\
0.827C_1 + C_2 + 8.549 &= 0 \\
\therefore C_1 &= -10.451, C_2 = 0.094
\end{aligned}$$

[관성모멘트]

$$I = \frac{\pi}{64} (0.020m)^4$$

위 식들을 이용하여 처짐각, 처짐 식을 정리한다.

$$\begin{aligned}
\nu'(x) = \frac{1}{EI} & \left[\frac{R_A}{2} \langle x - 0.009m \rangle^2 - \frac{W_{W1+R1}}{2} \langle x - 0.118m \rangle^2 - \frac{W_{1,B}}{2} \langle x - 0.418m \rangle^2 \right. \\
& \left. - \frac{W_{W1+R1}}{2} \langle x - 0.718m \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.827m \rangle^2 - 10.451 \right]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\nu(x) = \frac{1}{EI} & \left[\frac{R_A}{6} \langle x - 0.009m \rangle^3 - \frac{W_{W1+R1}}{6} \langle x - 0.118m \rangle^3 - \frac{W_{1,B}}{6} \langle x - 0.418m \rangle^3 \right. \\
& \left. - \frac{W_{W1+R1}}{6} \langle x - 0.718m \rangle^3 + \frac{R_B}{6} \langle x - 0.827m \rangle^3 - 10.451x + 0.094 \right]
\end{aligned}$$

후륜 종동축의 최대굽힘모멘트 계산

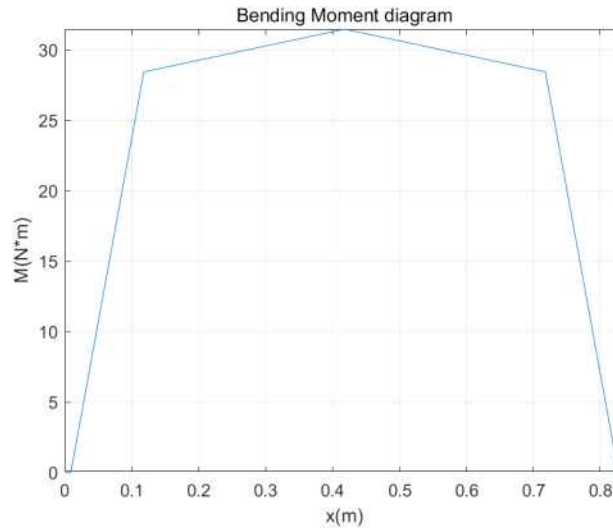


Fig. 44 The bending moment diagram of rear wheel driven shaft (BMD)

위의 특이함수를 통해서 구한 모멘트 식을 매트랩을 통해서 도식한 후, 최대 굽힘 모멘트를 계산하면, $M_{\max} = 31.479 N \cdot m$

후륜 종동축의 강도설계

후륜 종동축은 회전하지 않으므로 축에 굽힘이 지배적으로 작용한다. 따라서 굽힘만 작용하는 중실축에 사용하는 강도설계 공식을 적용한다.

이때,

$$M_{\max} = 31.479 N \cdot m, \quad \sigma_a = 490 \text{ Mpa}$$

허용 가능한 최소지름은

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{\max}}{\pi\sigma_a}} = \sqrt[3]{\frac{32(31.479 N \cdot m)}{\pi(490 \times 10^6 \text{ Pa})}} = 0.809 \text{ mm}$$

후륜 종동축 직경은 20mm이므로

$$0.809 \text{ mm} < 20 \text{ mm}$$

∴ 안전하다.

후륜 종동축의 굽힘 강성설계

종동축은 축이 회전하지 않는 축으로, 굽힘이 지배적이다. 따라서 마찬가지로 굽힘강성에 대해서만 안전성을 검토하였다. 다음은 위에서 특이함수로 구한 후륜 종동축의 처짐, 처짐각 그래프이다.

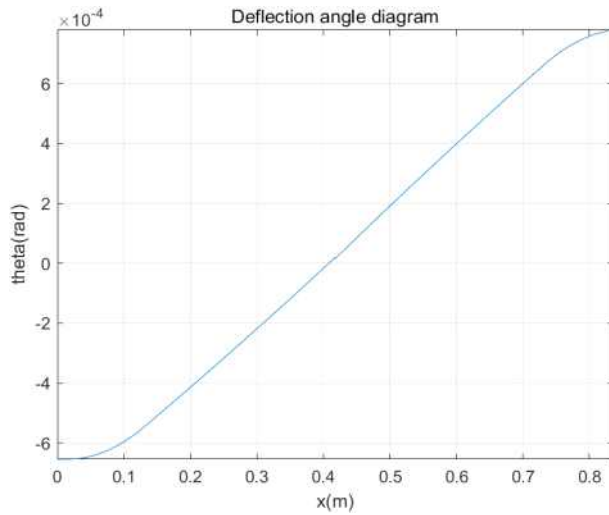


Fig. 45 The graph of rear wheel driven shaft deflection angle

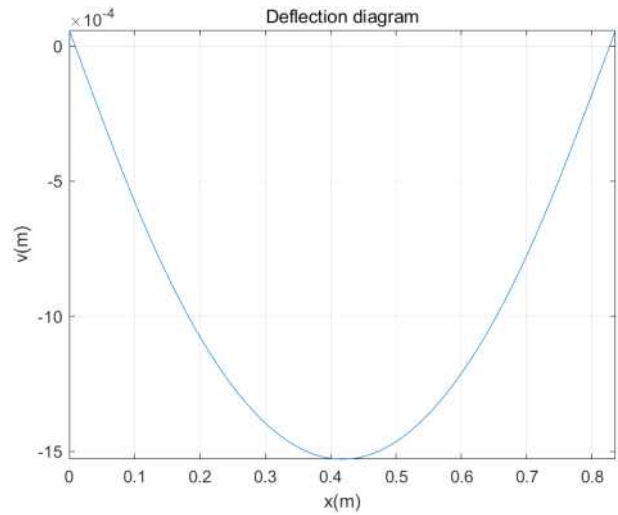


Fig. 46 The graph of rear wheel driven shaft deflection

최대 처짐각 $\theta_{\max} = 0.0007789 \text{ rad} < 0.001 \text{ rad}$ 이므로 안전하다.

일반 전동축에서 사용하는 안전성 검사를 적용해도 안전하기 때문에 우리의 회전하지 않는 후륜 종동축은 안전하다고 판단된다.

4.3 전륜 축 설계

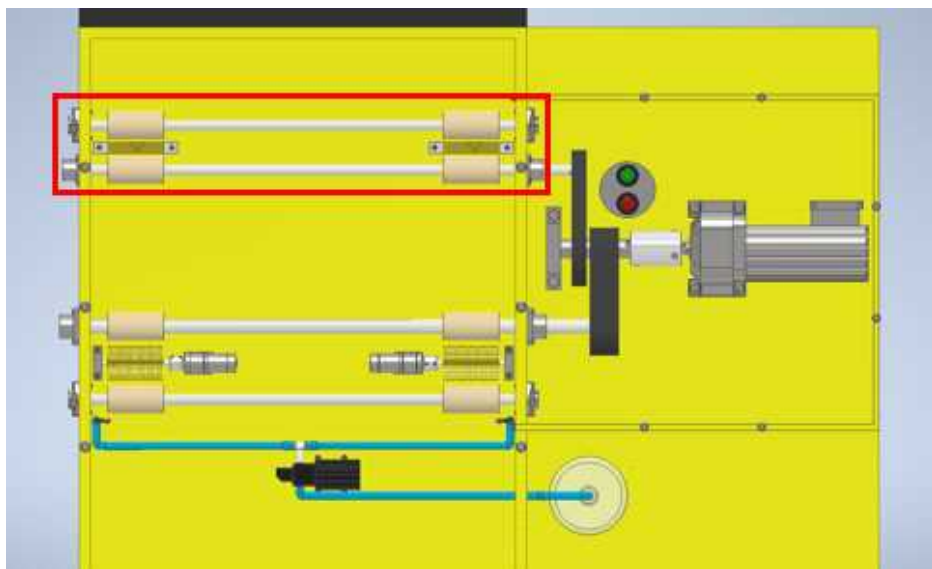


Fig. 47 Front wheel shaft design

4.3.1 전륜 구동축

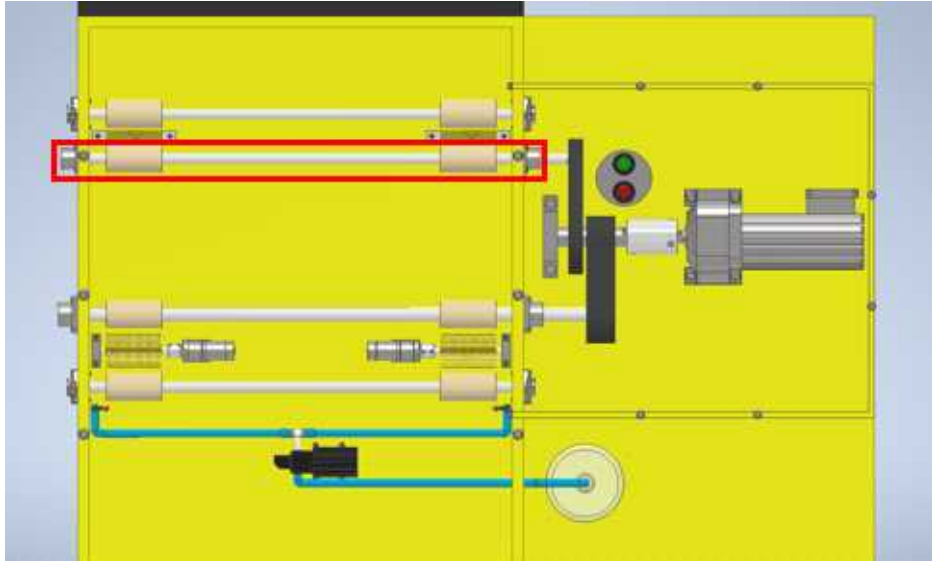


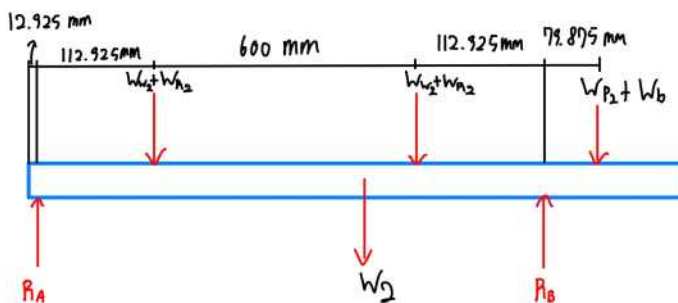
Fig. 48 Front wheel drive shaft design

전륜 구동축의 규격을 축 직경 20mm 축 길이 931.35mm로 선정하였고 축의 강도, 강성 설계를 통해서 안정성에 대하여 검토하였다.

축의 직경은 전륜 축에는 후륜 축에 비해 비교적 작은 하중이 가해지기 때문에 20mm로 선정하였다. 축의 길이는 휠체어의 표준 규격, 프레임의 규격과 축에 장착될 폴리의 규격, 위치를 참고하여 931.35mm로 선정하였다.

강도, 강성 설계를 위해 축의 자유물체도를 도시해 최대 굽힘 모멘트, 처짐각, 처짐을 계산하였다.

전륜 구동축 자유물체도



총길이(L) : 931.35mm
직경(d) : 20mm

Fig. 49 The freedigram of front wheel drive shaft

위 자유물체도에서 축에는 롤러, 사용자, 휠체어, 벨트, 폴리의 하중이 가해지게 된다. 또한 축의 양단에서 베어링에 의해 지지되므로 각 베어링의 위치에서 반력이 발생한다.

R_A : 출입구 기준 좌측 반력

R_B : 출입구 기준 우측 반력

W_{W2} : 사용자, 휠체어에 의해 전륜 구동축에 가해지는 하중

W_{R2} : 전륜 구동축의 롤러에 의해 가해지는 하중

W_{P2+b} : 모터 연장축과 연결된 폴리에 의해 가해지는 하중

W_2 : 전륜 구동축의 자중

축에 가해지는 하중에 대한 계산

모터 연장축과 연결된 폴리에 의해 가해지는 하중을 아래와 같이 계산한다.

[폴리 규격 및 재질]

직경: 64.68mm

폭: 25.4mm

재질: 알루미늄 합금 ($\rho = 2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

[하중 계산]

$$\begin{aligned}\therefore W_{P1} &= (2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi}{4} [(0.06468 \text{ m})^2 - (0.020 \text{ m})^2] (0.0254 \text{ m}) (9.81 \text{ m/s}^2) \\ &= 2.07 \text{ N}\end{aligned}$$

전륜 구동축의 롤러에 의해 가해지는 하중을 아래와 같이 계산한다.

[롤러 규격 및 재질]

직경: 50mm

길이: 50mm

재질: 알루미늄 합금 ($\rho = 2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

[하중 계산]

$$\begin{aligned}\therefore W_{R1} &= (2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi}{4} [(0.05 \text{ m})^2 - (0.020 \text{ m})^2] (0.05 \text{ m}) (9.81 \text{ m/s}^2) \\ &= 2.26 \text{ N}\end{aligned}$$

모터 연장축과 연결된 폴리의 벨트에 의해 가해지는 하중을 아래와 같이 계산한다.

[벨트 규격 및 재질]

길이: 584.2mm

폭: 25.4mm

두께: 3.445mm

재질: 클로로프렌 고무 ($\rho = 1.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

[하중 계산]

하중 계산 시 각 축에 장착되는 폴리의 직경비를 고려하여 각 폴리에 가해지는 벨트의 하중을 계산한다.

$$\begin{aligned}\therefore m_{belt} &= (1.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) (0.5842 \text{ m}) (0.0254 \text{ m}) (0.003445 \text{ m}) \\ &= 0.07 \text{ kg} \\ W_{belt} &= (0.07 \text{ kg}) (9.81 \text{ m/s}^2) (0.333) \\ &= 0.229 \text{ N}\end{aligned}$$

앞서 구했던 휠체어의 후륜, 전륜에 분산되는 하중의 비율을 이용해 사용자와 휠체어 무게에 의해 전륜 구동축에 가해지는 하중을 계산한다.

$$W_{W2} = (120kg)(0.333)(9.81m/s^2) \div 2 \\ = 198.95N$$

전륜 구동축의 자중을 아래와 같이 계산한다.

[축의 규격 및 재질]

직경: 20mm

길이: 931.4mm

재질: S45C 중탄소강 ($\rho = 7.85 \times 10^3 kg/m^3$)

탄성계수: 205GPa

[하중 계산]

$$\therefore W_2 = (7.85 \times 10^3 kg/m^3) \frac{\pi}{4} (0.020m)^2 (0.9314m) (9.81m/s^2) \\ = 22.533N$$

전륜 구동축에 작용하는 반력 계산

[힘의 평형]

$$\sum F = R_A + R_B - 2(W_{W2} + W_{R2}) - W_2 - W_{P2+b} = 0$$

위 식을 정리하여 계산한다.

$$R_A + R_B = 2(201.21N) + (22.533N) + (2.299N) \\ = 427.252N$$

$$\therefore R_A = 427.252N - R_B$$

[모멘트 평형]

$$\sum M_A = -(W_{W2} + W_{R2})(0.113m) - W_2(0.453m) - (W_{W2} + W_{R2})(0.713m) \\ + R_B(0.826m) - W_{P2+b}(0.906m) = 0$$

위 식을 정리하여 계산한다.

$$-(201.21N)(0.113m) - (22.533N)(0.453m) - (201.21N)(0.713m) \\ + R_B(0.826m) - (2.299N)(0.906m) = 0$$

$$\therefore R_B = 216.09N$$

두 식을 이용해 아래와 같이 축에 작용하는 반력을 구한다.

$$R_A = 211.162N, R_B = 216.09N$$

전륜 구동축의 굽힘모멘트, 처짐각, 처짐 계산

위의 자유물체도와 특이함수를 이용해 각 값들을 도출했다.

[특이함수]

$$M(x) = R_A \langle x - 0.013m \rangle^1 - W_{W2+R2} \langle x - 0.126m \rangle^1 - W_2 \langle x - 0.466m \rangle^1 \\ - W_{W2+R2} \langle x - 0.726m \rangle^1 + R_B \langle x - 0.839m \rangle^1 - W_{P2+b} \langle x - 0.919m \rangle^1$$

$$EI\nu'(x) = \frac{R_A}{2} \langle x - 0.013m \rangle^2 - \frac{W_{W2+R2}}{2} \langle x - 0.126m \rangle^2 - \frac{W_2}{2} \langle x - 0.466m \rangle^2 \\ - \frac{W_{W2+R2}}{2} \langle x - 0.726m \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.839m \rangle^2 - \frac{W_{P2+b}}{2} \langle x - 0.919m \rangle^2 + C_1$$

$$EI\nu(x) = \frac{R_A}{6} \langle x - 0.013m \rangle^3 - \frac{W_{W2+R2}}{6} \langle x - 0.126m \rangle^3 - \frac{W_2}{6} \langle x - 0.466m \rangle^3 \\ - \frac{W_{W2+R2}}{6} \langle x - 0.726m \rangle^3 + \frac{R_B}{6} \langle x - 0.839m \rangle^3 - \frac{W_{P2+b}}{6} \langle x - 0.919m \rangle^3 + C_1x + C_2$$

반력이 가해지는 위치에서 축의 처짐은 0값을 가지므로 이를 이용해 C_1, C_2 를 계산한다.

[적분상수 계산]

$$0.013C_1 + C_2 = 0 \\ 0.839C_1 + C_2 + 7.652 = 0 \\ \therefore C_1 = -9.264, C_2 = 0.12$$

[관성모멘트]

$$I = \frac{\pi}{64} (0.020m)^4$$

위 식들을 이용하여 처짐 각, 처짐 식을 정리한다.

$$\nu'(x) = \frac{1}{EI} \left[\frac{R_A}{2} \langle x - 0.013m \rangle^2 - \frac{W_{W2+R2}}{2} \langle x - 0.126m \rangle^2 - \frac{W_2}{2} \langle x - 0.466m \rangle^2 \right. \\ \left. - \frac{W_{W2+R2}}{2} \langle x - 0.726m \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.839m \rangle^2 - \frac{W_{P2+b}}{2} \langle x - 0.919m \rangle^2 - 9.264 \right]$$

$$\nu(x) = \frac{1}{EI} \left[\frac{R_A}{6} \langle x - 0.013m \rangle^3 - \frac{W_{W2+R2}}{6} \langle x - 0.126m \rangle^3 - \frac{W_2}{6} \langle x - 0.466m \rangle^3 \right. \\ \left. - \frac{W_{W2+R2}}{6} \langle x - 0.726m \rangle^3 + \frac{R_B}{6} \langle x - 0.839m \rangle^3 \right. \\ \left. - \frac{W_{P2+b}}{6} \langle x - 0.919m \rangle^3 - 9.264x + 0.12 \right]$$

전륜 구동축의 최대굽힘모멘트 계산

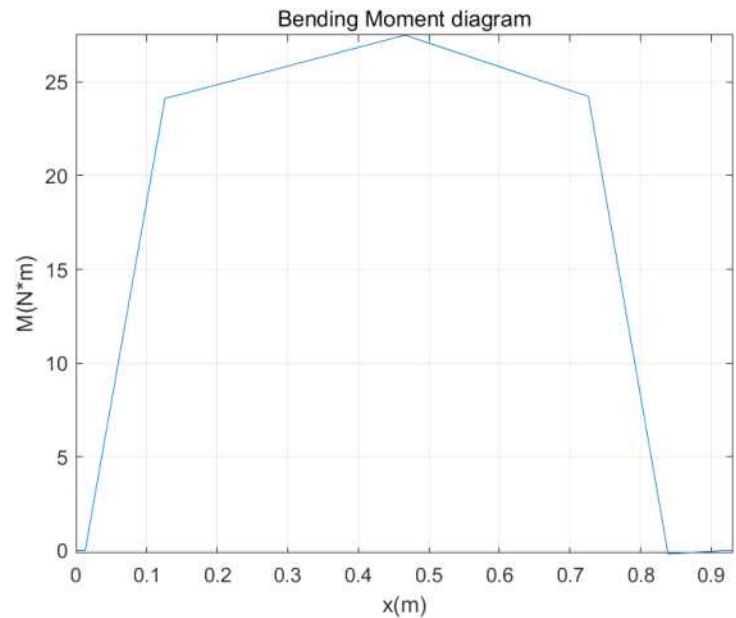


Fig. 50 The bending moment diagram of front wheel drive shaft (BMD)

위의 특이함수를 통해서 구한 모멘트 식을 매트랩을 통해서 도식한 후, 최대 굽힘 모멘트를 계산한다.

$$M_{\max} = 27.501N \cdot m$$

전륜 구동축의 강도설계

전륜 구동축은 연성재료이며 굽힘과 비틀림을 동시에 받는다. 따라서 파손은 최대전단응력에 의해서 발생되므로 이에 대한 설계를 진행한다. 한편 휠체어가 움직이면서 축에 가벼운 충격하중을 가하는 경우도 고려해야 한다고 생각했기 때문에, 이에 해당하는 동적효과계수를 도입하여 비틀림 모멘트를 구한다.

Table 15 Dynamic effect coefficient⁽⁷⁾

표 5-2 동적효과계수 k_m , k_t 의 값				
하중의 종류	회 전 축		정 지 축	
	k_t	k_m	k_t	k_m
정하중 또는 매우 완만한 동하중	1.0	1.5	1.0	1.0
심한 변동하중 또는 가벼운 충격하중	1.0~1.5	1.5~2.0	1.5~2.0	1.5~2.0
심한 충격하중	1.5~3.0	2.0~3.0	-	-

위의 동하중이 작용하는 경우,

$$K_t=1.5, K_m=2.0$$

등가 비틀림모멘트,

$$T_e = \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T)^2}$$

이때,

$$T=3.6735N \cdot m, M_{\max}=27.501N \cdot m, d=0.02m$$

따라서,

$$T_e = 55.277N \cdot m$$

이를 통해서 축에 걸리는 최대전단응력을 구하면,

$$\tau_{\max} = \frac{16 T_e}{\pi \times d^3} = 18.018Mpa$$

안전계수(F.S)는 2, 재료의 전단 허용응력은 $\tau_{allow} = 65Mpa$

(※ 안전계수는 후륜 구동축에 사용한 것과 동일)

$$F.S \times \tau_{\max} < \tau_{allow} \Rightarrow 36.036Mpa < 65Mpa$$

∴ 안전하다.

전륜 구동축의 비틀림 강성 설계

Bach의 설계조건을 이용하여 비틀림 강성 설계를 진행하였다.

$$\frac{\phi}{l} \leq 0.004363[rad]$$

$$\begin{aligned} \frac{\phi}{l} &= \frac{32 T}{\pi d^4 G} \\ &= \frac{32(3.6735N \cdot m)}{\pi(0.02m)^4(80 GPa)} \\ &= 0.001197[rad] < 0.004363[rad] \end{aligned}$$

∴ 안전하다

전륜 구동축의 굽힘 강성 설계

일반 전동축에서는 굽힘에 의한 축의 최대 처짐각이 0.001[rad] 이하가 되도록 제한하고 있으므로 이를 이용해 전륜 구동축의 안정성을 검토한다. 앞서 특이함수를 통해서 구한 처짐각과 처짐에 대한 식을

맷랩을 통해서 도시하고, 최대 처짐각을 구하면 다음과 같다.

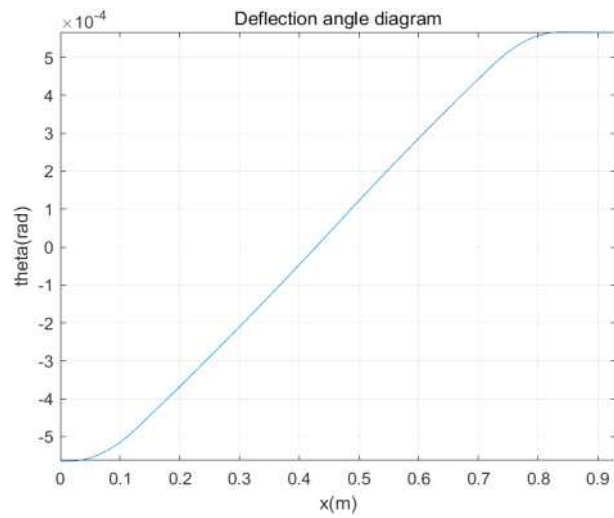


Fig. 51 The graph of front drive shaft deflection angle

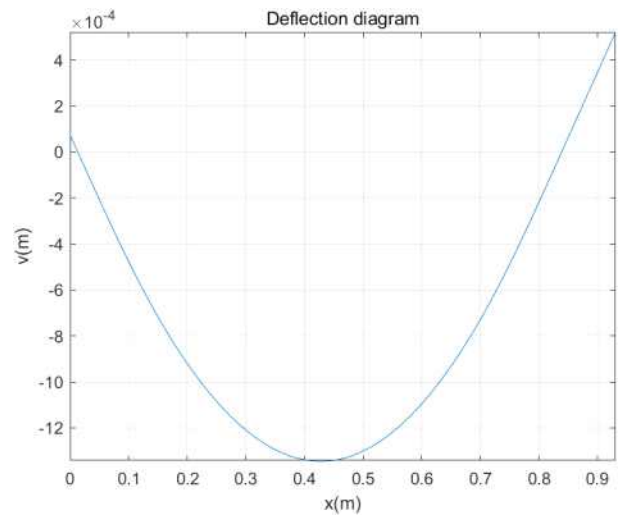


Fig. 52 The graph of front drive shaft deflection

$$\theta_{\max} = 0.0005670 \text{ rad} < 0.001 \text{ rad} \text{ 이므로 안전하다.}$$

전를 구동축은 단방향 제어가 필요 없고 반지를 방향 하중을 지탱해주어야 하므로 레이디얼형 베어링으로 선택했고 형식 기호는 '6' 이다. 베어링 내경은 20mm로 선정했으므로 내경 번호 '04' 이고 베어링 홀더를 고려하여 외경이 47mm인 치수계열 '02' 를 선택했다. 따라서 베어링의 호칭번호는 '6204' 이다.

베어링 카탈로그 (계속)

단위 : mm

[illegible]

정등가하중을 통한 안전계수 계산

호칭번호 ‘6204’ 베어링의 기본 정 정격하중은 $C_0 = 650kgf = 6376.5N$ 이고, 깊은 홈 볼베어링의 정 등가하중의 계산 시 필요한 계수는 각각 $X_0 = 0.6, Y_0 = 0.5$ 이다.

Table 17 Radial bearing coefficient value⁽⁸⁾표 9-16 레이디얼 베어링의 계수 X_r 및 Y_r 의 값

베어링 형식	접촉각	단 열		복 열	
		X_r	Y_r	X_r	Y_r
깊은 홈 볼	-	0.60	0.50	0.6	0.5
평갈리 볼	$\alpha=15^\circ$	0.50	0.46	1	0.92
	$\alpha=20^\circ$	0.50	0.42	1	0.84
	$\alpha=25^\circ$	0.50	0.38	1	0.76
	$\alpha=30^\circ$	0.50	0.33	1	0.66
	$\alpha=35^\circ$	0.50	0.29	1	0.58
	$\alpha=40^\circ$	0.50	0.26	1	0.52
	$\alpha=45^\circ$	0.50	0.22	1	0.44
자동조심 볼	$\alpha \neq 0^\circ$	0.5	$0.22 \cot \alpha$	1	$0.44 \cot \alpha$
테이퍼 롤러	$\alpha \neq 0^\circ$				
자동조심 롤러	$\alpha \neq 0^\circ$				
단열 및 복열 원통 롤러, 니들 롤러	$\alpha=0^\circ$	1	0		
단식, 복식	$\alpha=90^\circ$	0	1		
스러스트 볼, 스러스트 원통 롤러	$\alpha \neq 90^\circ$	$2.3 \tan \alpha$	1		
스러스트 자동조심 롤러	$\alpha \neq 90^\circ$	1.2	1	-	-

주 스러스트 자동조심 롤러 베어링은 $F_r / F_a \leq 0.55$ 인 조건에서만 사용할 것

Table 18 Bearing load capacity specification⁽⁸⁾

《표 6-28》 동렬 베어링 부하용량 《》

관 직	장식번호	단열 레이디얼 볼 베어링				자동조심 볼 베어링			
		6200		6300		1200		1300	
번호	내경 [mm]	C [kN]	C_0 [kN]	C [kN]	C_0 [kN]	C [kN]	C_0 [kN]	C [kN]	C_0 [kN]
00	10	400	180	620	360	420	140	505	190
01	12	505	295	800	430	480	150	740	250
02	15	600	355	875	515	575	205	750	270
03	17	750	445	1050	620	600	245	980	375
04	20	995	650	1250	770	785	320	980	400
05	25	1090	710	1630	1035	945	410	1410	600
06	30	1520	1000	2160	1450	1250	485	1630	770
07	35	2000	1385	2590	1725	1220	635	1950	960
08	40	2270	1565	3200	2180	1470	815	2510	1200
09	45	2540	1815	4150	2970	1660	910	2870	1550
10	50	2770	2110	4800	3540	1720	1015	3400	1700
11	55	3400	2590	5550	4220	2060	1270	4000	2175
12	60	4100	3220	6305	4810	2360	1450	4450	2600
13	65	4400	3540	7250	5450	2400	1600	4600	2660
14	70	4800	3920	8150	6220	2720	1750	5750	3470
15	75	5150	4220	8800	7260	2970	2000	6050	3765
16	80	5650	4540	9600	7980	3100	2200	6650	4150
17	85	6500	5440	10300	8750	3550	2655	7700	4720
18	90	7500	6220	11100	9800	4400	3000	9050	5500
19	95	8450	7260	12000	11100	5000	3470	10500	6100
20	100	9600	8170	13000	12150	5550	3630	11100	7100
21	105	10300	9260	14300	14400	5750	4150	12200	8000
22	110	11100	10350	15600	16600	6800	5000	12900	8800
24	120	11300	10350	16100	16600	9250	6630	14700	1100
26	130	12200	11600	17700	19500	9950	7550	17200	15600
28	140	12800	12500	20000	22200	12200	9100	16800	14700
30	150	13300	14500	21500	26400	13600	11400		
32	160	14300	15500						
34	170	16300	16900						
36	180	17500	20500						
38	190	20000	24200						
40	200	21200	26700						
44	220								
48	240								
52	260								

전륜 구동축에서 첫 번째 베어링

이때, 구동축에서의 F_r 은 $R_A = 111.464N$ 이며

$$1) P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 0.6 F_r$$

$$2) P_0 = F_r$$

두 가지의 하중 경우 중 2번 하중이 더 크기 때문에 $P_0 = 111.464N$ 으로 결정한다.

따라서, 안전계수는

$$\begin{aligned} \therefore f_s &= \frac{C_0}{P_0} \\ &= \frac{6376.5N}{111.464N} \\ &= 57.207 \end{aligned}$$

P_0 : 베어링에 걸리는 정하중 또는 충격하중(N)

C_0 : 기본 정 정격하중(N)

f_s : 정하중비(안전계수)

F_r : radial 방향 하중(N)

F_a : axis 방향 하중(N)

전륜 구동축에서 두 번째 베어링

이때, 구동축에서의 F_r 은 $R_B = 115.742N$ 이며

$$1) P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 0.6 F_r$$

$$2) P_0 = F_r$$

두 가지의 하중 경우 중 2번 하중이 더 크기 때문에 $P_0 = 115.742N$ 으로 결정한다.

$$\therefore f_s = \frac{C_0}{P_0} = \frac{6376.5N}{115.742N} = 55.092$$

Table 19 Specification of static allowable load factor⁽⁸⁾

표 5.8 정허용하중계수의 f_s 값

베어링의 사용조건	f_s 의 하한	
	볼베어링	로울러베어링
음이 조용한 운전을 특히 필요로 할 경우	2	3
진동, 충격이 있을 경우	1.5	2
보통운전조건의 경우	1	1.5

출처 : 최신 기계설계, 정남용, 학진북스

즉, R_A, R_B 로 구한 P_0 를 통해 구한 안전계수 f_s 는 57.207, 55.092로 위 [Table27]의 정허용하중계수의 하한보다 크기 때문에 충분히 안전하다는 것을 알 수 있다.

전륜 구동축의 동 등가하중을 통한 수명 계산

호칭번호 ‘6204’ 베어링의 동적 부하용량은 $C = 995kgf = 9760.95N$ 이고, 깊은 홈 볼베어링의 동 등가하중의 계산 시 필요한 계수는 각각 $X = 1, Y = 0$ 이다.

Table 20 Specification of load coefficient⁽⁸⁾

표 6-40 하중계수 f_w

사용조건	하중계수 f_w	적용기계의 예
충격이 거의 없는 기계	1.0~1.2	전기기계, 공작기계, 계기류(計器類), 터보송풍기, 공조기계
가벼운 충격이 있는 기계 (보통의 운전상태)	1.2~1.5	철도차량, 자동차, 압연기, 금속기계, 제지기계, 인쇄기계, 항공기, 섬유기계, 사무기계, 전장품(電裝品), 고무기계, 송풍기, 엘리베이터, 크레인, 공기압축기
충격이 심한 기계	1.5~3.0	분쇄기, 농업기계, 건설기계, 압연기

출처 : 최신 기계설계, 정남용, 학진북스

본 기구장치는 충격이 거의 없는 기계이긴 하지만 그 중에서도 큰 충격이 가해지더라도 안전하게 설계하기 위해 ‘충격이 거의 없는 기계’의 하중계수 중 가장 큰 $f_w = 1.2$ 로 설정했다. 전륜 구동축에서 회전수 $N_3 = 350rpm$ 이다.

전륜 구동축에서 첫 번째 베어링

동 등가하중을 통한 수명식 계산은 다음과 같다.

$$P_{rc} = XF_r + YF_a = 111.464N$$

$$P_r = f_w \cdot P_{rc} = (1.2)(111.464N) = 133.757N$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{N_3} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{33.3}{350rpm} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.457$$

$$f_h = f_n \left(\frac{C}{P_r} \right) = (0.457) \left(\frac{9760.95N}{133.757N} \right) = 72.975$$

$$\therefore L_h = 500f_h^3 = 194310697hr$$

N_3 : 구동축의 회전수(rpm)

P_0 : 베어링의 작용 하중(N)

P_{rc} : 이론 계산 하중(N)

f_w : 하중계수

f_n : 속도계수

f_h : 수명계수

L_h : 수명시간

전륜 구동축에서 두 번째 베어링

동 등가하중을 통한 수명식 계산은 다음과 같다.

$$P_{rc} = XF_r + YF_a = 115.742N$$

$$P_r = f_w \cdot P_{rc} = (1.2)(115.742N) = 138.890N$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{N_3} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{33.3}{350rpm} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.457$$

$$f_h = f_n \left(\frac{C}{P_r} \right) = (0.457) \left(\frac{9760.95N}{138.890N} \right) = 32.117$$

$$\therefore L_h = 500f_h^3 = 16564637hr$$

전륜 구동축의 베어링 허용 회전수 계산

구름 베어링에는 회전 속도의 한계가 존재하게 되고 이는 한계속도 지수를 통해 검토 가능하다. 회전 속도지수는 다음과 같이 풀 수 있다.

$$d \times N = (25mm)(350rpm) = 8750 [mm, rpm]$$

Table 21 Limit speed index⁽⁸⁾

《《《 <표 6-35> 한계속도지수 dn (mm, rpm) 치 《《《

축 수 형 식	그리스 윤 활	유 윤 활			
		유욕 · 비말	적하 · 무상	강 제	분 무
단열 레이디얼 볼 베어링	160,000	250,000	400,000	600,000	600,000이상
자동조심형 레이디얼 볼 베어링	160,000	250,000	400,000	—	—
앵글러 컨택트 볼 베어링	160,000	250,000	400,000	600,000	600,000이상
원통 롤러 베어링	120,000	250,000	400,000	600,000	600,000이상
원추 롤러 베어링	100,000	160,000	230,000	300,000	—
자동조심형 레이디얼 베어링	80,000	120,000	—	250,000	—
스러스트 볼 베어링	40,000	60,000	120,000	150,000	—

출처 : 최신 기계설계, 정남용, 학진박스

즉, [Table29]의 한계속도지수와 비교했을 때 위에서 구한 회전속도지수의 값이 [Table29]의 값보다 더 작기 때문에 안전한 것을 알 수 있다.

4.3.2 전륜 종동축

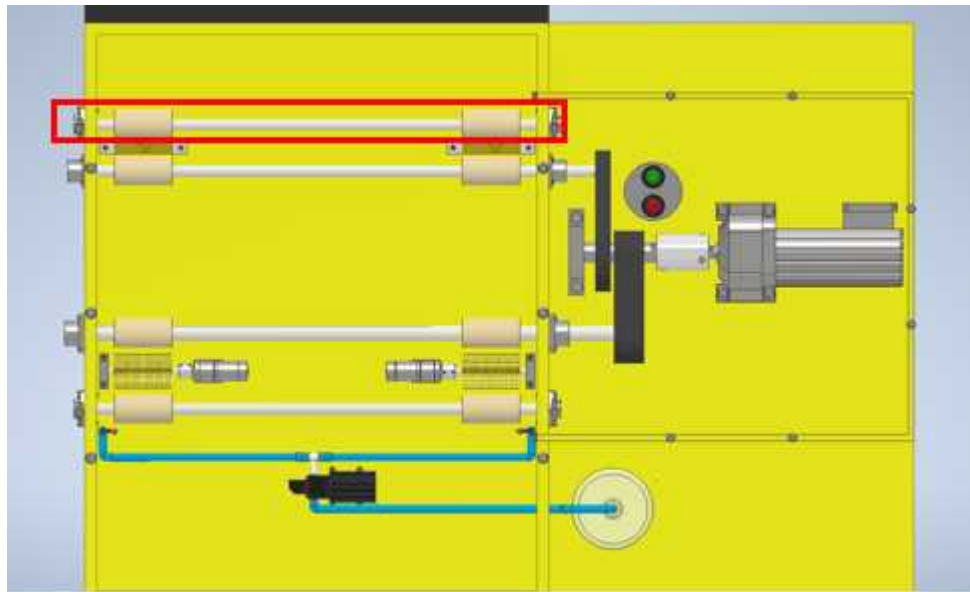


Fig. 53 Front-wheel driven shaft design

전륜 종동축의 직경을 전륜 구동축과 동일하게 20mm로 선정하였고 종동축에는 풀리가 들어가지 않으므로 이를 고려하여 축 길이는 836mm으로 선정했다.

전륜 구동축의 경우 동하중을 받는 축인데 앞에서 축이 안전하다는 것을 확인했다. 전륜 종동축의 경우 풀리가 쓰이지 않아 구동축보다 가해지는 하중이 작고 길이도 짧다. 또한 전륜 종동축은 회전하지 않으므로 축에 굽힘 하중만 작용하게 된다. 따라서 해당 규격으로 축을 설계했을 때 전륜의 종동축이 구동축보다 더 안전하다는 것을 알 수 있다.

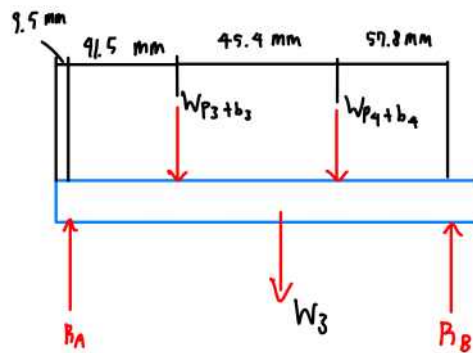
5.4 모터 연장축 설계

모터 연장축의 규격을 축 직경 25mm 축 길이 166.2mm로 선정하였고 축의 강도, 강성 설계를 통해서 안정성에 대하여 검토하였다.

축의 직경은 모터 축의 직경(22mm)와 안정성을 고려하여 25mm로 선정하였다. 축의 길이는 축에 장착될 풀리의 규격, 위치를 참고하여 166.2 mm로 선정하였다.

강도, 강성 설계를 위해 축의 자유물체도를 도시해 최대 굽힘 모멘트, 처짐각, 처짐을 계산하였다.

모터 연장축 자유물체도



총 길이(L):166.2mm
직경(d) :25mm

Fig. 54 Motor extension shaft free object diagram

위 자유물체도에서 축에는 벨트, 풀리의 하중이 가해지게 된다. 또한 축의 양단에서 베어링, 커플링 의해 지지되므로 베어링, 커플링의 위치에서 반력이 발생한다.

R_A : 베어링에 의한 반력

R_B : 커플링에 의한 반력

W_{P3+b3} : 전륜 구동축과 연결된 풀리, 벨트에 의해 가해지는 하중

W_{P4+b4} : 후륜 구동축과 연결된 풀리, 벨트에 의해 가해지는 하중

W_3 : 모터 연장축의 자중

축에 가해지는 하중에 대한 계산

전륜 구동축과 연결된 풀리에 의해 가해지는 하중을 아래와 같이 계산한다.

[풀리 규격 및 재질]

직경: 129.36mm

폭: 25.4mm

재질: 알루미늄 합금 ($\rho = 2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

[하중 계산]

$$\begin{aligned} \therefore W_{P3} &= (2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi}{4} [(0.12936 \text{ m})^2 - (0.025 \text{ m})^2] (0.0254 \text{ m}) (9.81 \text{ m/s}^2) \\ &= 8.827 \text{ N} \end{aligned}$$

후륜 구동축과 연결된 폴리에 의해 가해지는 하중을 아래와 같이 계산한다.

[폴리 규격 및 재질]

직경: 68.72mm

폭: 50.8mm

재질: 알루미늄 합금 ($\rho = 2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

[하중 계산]

$$\begin{aligned}\therefore W_{P4} &= (2.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi}{4} [(0.06872 \text{ m})^2 - (0.025 \text{ m})^2] (0.0508 \text{ m}) (9.81 \text{ m/s}^2) \\ &= 4.49 \text{ N}\end{aligned}$$

전륜 구동축과 연결된 폴리의 벨트에 의해 가해지는 하중을 아래와 같이 계산한다.

[벨트 규격 및 재질]

길이: 584.2mm

폭: 25.4mm

두께: 3.445mm

재질: 클로로프렌 고무 ($\rho = 1.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

[하중 계산]

하중 계산 시 각 축에 장착되는 폴리의 직경비를 고려하여 각 폴리에 가해지는 벨트의 하중을 계산한다.

$$\begin{aligned}\therefore m_{b3} &= (1.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) (0.5842 \text{ m}) (0.0254 \text{ m}) (0.003445 \text{ m}) \\ &= 0.07 \text{ kg} \\ W_{b3} &= (0.07 \text{ kg}) (9.81 \text{ m/s}^2) (0.6676) \\ &= 0.458 \text{ N}\end{aligned}$$

후륜 구동축과 연결된 폴리의 벨트에 의해 가해지는 하중을 아래와 같이 계산한다.

[벨트 규격 및 재질]

길이: 571.5mm

폭: 50.8mm

두께: 3.445mm

재질: 클로로프렌 고무 ($\rho = 1.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

[하중 계산]

하중 계산 시 각 축에 장착되는 폴리의 직경비를 고려하여 각 폴리에 가해지는 벨트의 하중을 계산한다.

$$\begin{aligned}\therefore m_{b4} &= (1.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) (0.576 \text{ m}) (0.0508 \text{ m}) (0.003445 \text{ m}) \\ &= 0.14 \text{ kg} \\ W_{b4} &= (0.14 \text{ kg}) (9.81 \text{ m/s}^2) (0.415) \\ &= 0.570 \text{ N}\end{aligned}$$

모터 연장축의 자중을 아래와 같이 계산한다.

[축의 규격 및 재질]

직경: 25mm

길이: 166.2mm

재질: S45C 중탄소강 ($\rho = 7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$)

탄성계수: 205GPa

[하중 계산]

$$\begin{aligned}\therefore W_3 &= (7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3) \frac{\pi}{4} (0.025 \text{ m})^2 (0.1662 \text{ m}) (9.81 \text{ m/s}^2) \\ &= 6.283 \text{ N}\end{aligned}$$

모터 연장축에 작용하는 반력 계산

[힘의 평형]

$$\sum F = R_A + R_B - W_{P3+b3} - W_{P4+b4} - W_3 = 0$$

위 식을 정리하여 계산한다.

$$\begin{aligned}R_A + R_B &= (9.285 \text{ N}) + (6.853 \text{ N}) + (6.283 \text{ N}) = 22.421 \text{ N} \\ \therefore R_A &= 22.421 \text{ N} - R_B\end{aligned}$$

[모멘트 평형]

$$\begin{aligned}\sum M_A &= -W_{P3+b3}(0.0415 \text{ m}) - W_3(0.0736 \text{ m}) - W_{P4+b4}(0.0869 \text{ m}) + R_B(0.1447 \text{ m}) = 0 \\ &(104)\end{aligned}$$

위 식을 정리하여 계산한다.

$$R_B = \frac{(9.285 \text{ N})(0.0415 \text{ m}) + (6.283 \text{ N})(0.0736 \text{ m}) + (6.853 \text{ N})(0.0869 \text{ m})}{0.1447 \text{ m}}$$

$$\therefore R_B = 9.974 \text{ N}$$

두 식을 이용해 아래와 같이 축에 작용하는 반력을 구한다.

$$R_A = 12.447 \text{ N}, R_B = 9.974 \text{ N}$$

모터 연장축의 굽힘모멘트, 처짐각, 처짐 계산

위의 자유물체도와 특이함수를 이용해 각 값들을 도출했다.

[특이함수]

$$\begin{aligned}M(x) &= R_A \langle x - 0.095 \text{ m} \rangle^1 - W_{P3+b3} \langle x - 0.051 \text{ m} \rangle^1 - W_3 \langle x - 0.0831 \text{ m} \rangle^1 \\ &\quad - W_{P4+b4} \langle x - 0.0964 \text{ m} \rangle^1 + R_B \langle x - 0.154 \text{ m} \rangle^1\end{aligned}$$

$$EI\nu'(x) = \frac{R_A}{2} \langle x - 0.095m \rangle^2 - \frac{W_{P3+b3}}{2} \langle x - 0.051m \rangle^2 - \frac{W_3}{2} \langle x - 0.0831m \rangle^2 \\ - \frac{W_{P4+b4}}{2} \langle x - 0.0964m \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.154m \rangle^2 + C_1$$

$$EI\nu(x) = \frac{R_A}{6} \langle x - 0.095m \rangle^3 - \frac{W_{P3+b3}}{6} \langle x - 0.051m \rangle^3 - \frac{W_3}{6} \langle x - 0.0831m \rangle^3 \\ - \frac{W_{P4+b4}}{6} \langle x - 0.0964m \rangle^3 + \frac{R_B}{6} \langle x - 0.154m \rangle^3 + C_1x + C_2$$

반력이 가해지는 위치에서 축의 처짐은 0값을 가지므로 이를 이용해 C_1, C_2 를 계산한다.

[적분상수 계산]

$$0.095C_1 + C_2 = 0 \\ 0.154C_1 + C_2 - 1.856 \times 10^{-3} = 0$$

$$\therefore C_1 = -0.031, C_2 = 2.99 \times 10^{-3}$$

[관성모멘트]

$$I = \frac{\pi}{64} (0.025m)^4$$

위 식들을 이용하여 처짐각, 처짐 식을 정리한다.

$$\nu'(x) = \frac{1}{EI} \left[\frac{R_A}{2} \langle x - 0.095m \rangle^2 - \frac{W_{P3+b3}}{2} \langle x - 0.051m \rangle^2 - \frac{W_3}{2} \langle x - 0.0831m \rangle^2 \right. \\ \left. - \frac{W_{P4+b4}}{2} \langle x - 0.0964m \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.154m \rangle^2 - 0.031 \right]$$

$$\nu(x) = \frac{1}{EI} \left[\frac{R_A}{6} \langle x - 0.095m \rangle^3 - \frac{W_{P3+b3}}{6} \langle x - 0.051m \rangle^3 - \frac{W_3}{6} \langle x - 0.0831m \rangle^3 \right. \\ \left. - \frac{W_{P4+b4}}{6} \langle x - 0.0964m \rangle^3 + \frac{R_B}{6} \langle x - 0.154m \rangle^3 - 0.031x + 2.99 \times 10^{-3} \right]$$

모터 연장축의 최대굽힘모멘트 계산

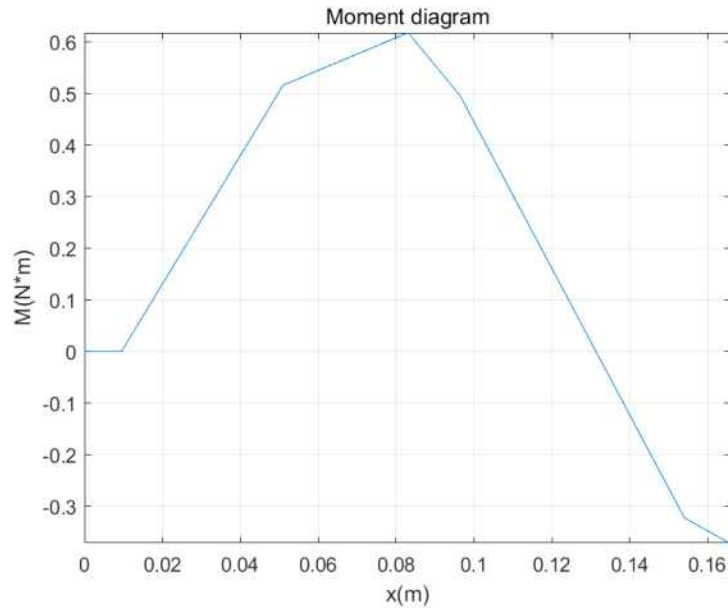


Fig. 55 Wheel drive shaft bending moment diagram

위의 특이함수를 통해서 구한 모멘트 식을 매트랩을 통해서 도시한 후, 최대 굽힘 모멘트를 계산한다.

$$M_{\max} = 0.6181N \cdot m$$

모터 연장축의 강도설계

모터 연장축은 연성재료이며 굽힘과 비틀림을 동시에 받는다. 따라서 파손은 최대전단응력에 의해서 발생되므로 이에 대한 설계를 진행한다. 한편 모터 연장축은 휠체어에 직접적인 영향을 받지 않기 때문에 정하중 또는 매우 완만한 동하중을 받는 경우를 고려한다.

Table 22 Dynamic effect coefficient $K_m, K_t^{(7)}$

표 5-2 동적효과계수 k_m, k_t 의 값

하중의 종류	회 전 축		정 지 축	
	k_t	k_m	k_t	k_m
정하중 또는 매우 완만한 동하중	1.0	1.5	1.0	1.0
심한 변동하중 또는 가벼운 충격하중	1.0~1.5	1.5~2.0	1.5~2.0	1.5~2.0
심한 충격하중	1.5~3.0	2.0~3.0	-	-

출처 : 최신 기계설계, 정남용, 학진북스

위의 동하중이 작용하는 경우,

$$K_t=1.0, K_m=1.5$$

등가 비틀림모멘트는 아래와 같다.

$$T_e = \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T)^2}$$

$$T = 20.601N \cdot m, M_{\max} = 0.618N \cdot m, d=0.025m$$

따라서,

$$T_e = 20.622N \cdot m$$

이를 통해서 축에 걸리는 최대전단응력을 구하면,

$$\tau_{\max} = \frac{16 T_e}{\pi \times d^3} = 6.722 \text{ Mpa}$$

안전계수(F.S)는 2, 재료의 전단 허용응력은

$$\begin{aligned} \tau_{allow} &= 65 \text{ Mpa} \\ F.S \times \tau_{\max} &< \tau_{allow} \Rightarrow 13.443 \text{ Mpa} < 65 \text{ Mpa} \\ &\therefore \text{안전하다.} \end{aligned}$$

비교적 일정한 조건에서 잘 알려져 있는 S45C 재료를 사용하고, 하중과 응력의 크기를 쉽게 결정할 수 있는 경우이므로, 안전계수(F.S)는 2를 사용했다.

안전계수	설명
1.25 ~ 1.5	관리가 가능한 조건에서 매우 신뢰성 있는 재료를 사용하고, 작용하는 하중 및 응력의 크기를 정확히 아는 경우. 무게의 경량화를 특히 중요하게 고려해야 하는 응용 분야에서 사용.
1.5 ~ 2	비교적 일정한 조건에서 잘 알려져 있는 재료를 사용하고, 하중과 응력의 크기가 쉽게 결정될 수 있는 경우.
2 ~ 2.5	평범한 조건에서 보통의 재료를 사용하고, 하중과 응력의 크기를 알아낼 수 있는 경우.
2.5 ~ 3	보통의 환경, 하중, 응력 조건에서 별로 사용되지 않은 재료 또는 취성인 재료를 사용하는 경우.
3 ~ 4	보통의 환경, 하중, 응력 조건에서 사용해 본 적이 없는 재료를 사용하는 경우.
3 ~ 4	잘 알려진 재료이지만 불확실한 환경과 응력 조건에서 사용할 때.

Fig. 56 Joseph Vidosic's proposed safety factor⁽⁹⁾

모터 연장축의 비틀림 강성 설계

Bach의 설계조건을 이용하여 비틀림 강성 설계를 진행하였다.

$$\begin{aligned} \frac{\phi}{l} &\leq 0.004363 [\text{rad}] \\ \frac{\phi}{l} &= \frac{32 T}{\pi d^4 G} \\ &= \frac{32 (20.622 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi (0.025 \text{ m})^4 (80 \text{ GPa})} \\ &= 0.000671 [\text{rad}] < 0.004363 [\text{rad}] \end{aligned}$$

$\therefore$ 안전하다.

굽힘 강성 설계

일반 전동축에서는 굽힘에 의한 축의 최대 처짐각이 0.001[rad] 이하가 되도록 제한하고 있으므로 이를 이용해 구동축의 안정성을 검토한다. 앞서 특이함수를 통해서 구한 처짐각과 처짐에 대한 식을 매트랩을 통해서 도식하고, 최대 처짐각을 구하면 다음과 같다.

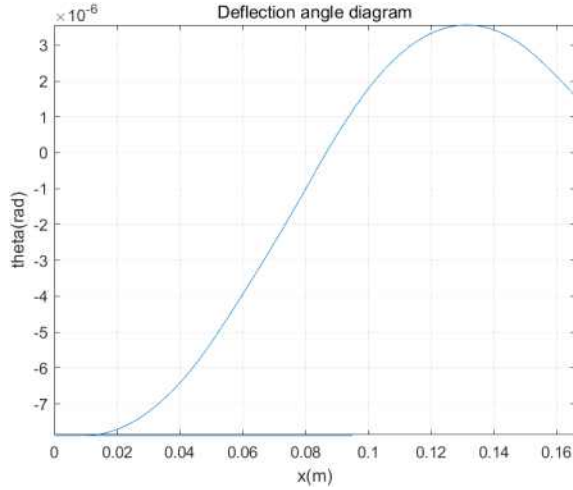


Fig. 57 Motor extension shaft deflection angle graph

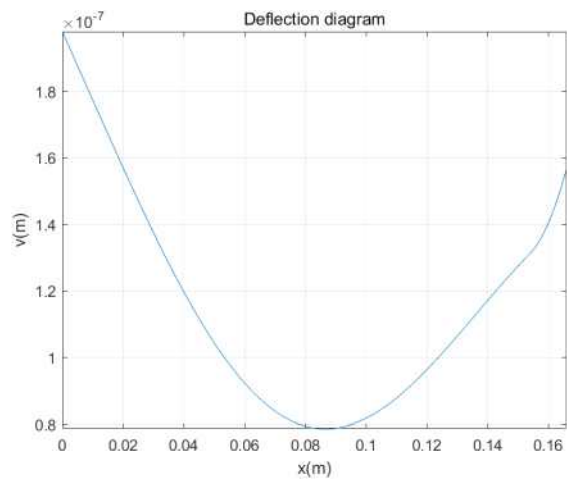


Fig. 58 Motor extension shaft deflection graph

$$\theta_{\max} = 3.5631 \times 10^{-6} \text{ rad} < 0.001 \text{ rad} \text{ 이므로 안전하다.}$$

4.5 세척부 설계

4.5.1 세척솔 선정

먼저 세척솔의 재질과 규격을 선정했다. 장치가 휠체어 후륜을 닦아내는 건식 방법을 고려할 때, 가장 적합한 강직도와 유연성을 갖는 재질과 규격의 브러시를 선정할 수 있었다.



Fig. 59 Brush products⁽¹⁰⁾

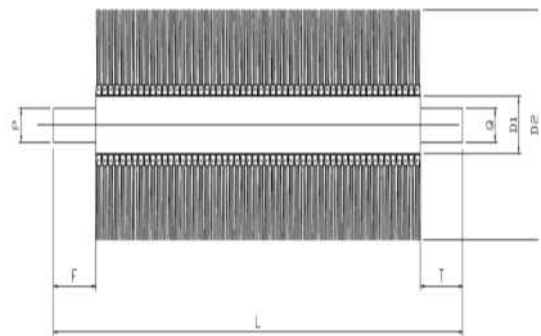


Fig. 60 Brush detail drawing⁽¹⁰⁾

$$L = 90\text{mm}$$

$$F, T = 20\text{mm}$$

Q, P = 12mm
D1 = 20mm
D2 = 90mm
선직경 = 0.3
모재의 길이 = 약 30mm
모재의 재질 = 66 Nylon

4.5.2 필요 동력 및 토크 계산

본 장치의 세척부 메커니즘은 두 롤러 사이에 설치된 세척 솔이, 휠체어 후륜에 일정 깊이 눌린 상태로 회전하면서 바퀴에 묻은 먼지를 털어준다. 따라서 먼지를 털어내는 힘은 솔의 모재가 눌린 힘(=모재의 복원력)이자, 휠체어 후륜의 회전을 방해하는 힘이다.

우리는 이 힘을, 사용하는 브러쉬와 규격이 같고 재질이 매우 유사한 타 브러쉬의 탄성력 실험자료를 통해서 얻을 수 있었다. 이때, 보통의 재료를 사용하고 근사한 하중의 크기를 알아낼 수 있으므로 안전계수는 2.5를 고려하였다.

Table 23 6 nylon brush specifications⁽¹⁰⁾

브러시 시험 샘플				X방향 □mm일 때의 하중(N)			
형식(모재)	채널 폭	선 직경 No.	털 길이(mm)	1mm	3mm	5mm	10mm
6나일론	5	0.2	20	0.18	0.45	0.95	1.45
		0.3	20	0.45	0.98	1.40	2.50
		0.5	20	3.20	6.20	9.80	11.90
		0.2	30	0.05	0.16	0.33	0.50
		0.3	30	0.13	0.34	0.60	0.98
		0.5	30	1.00	1.90	3.05	4.95
		0.2	50	0.01	0.06	0.07	0.16
		0.3	50	0.06	0.15	0.16	0.26
		0.5	50	0.06	0.20	0.42	0.88

출처 : Misumi 롤러브러쉬

우리 규격의 브러쉬가 x방향으로 최대 10mm 변형 시, 받는 하중은 0.98N이다.

브러쉬 롤러의 rpm은 전륜이 돌아가는 속도와 근접하게 고려하여 임의로 정하였다. 이때,

$$r = 45\text{mm}, \text{ rev} = 330\text{rpm}$$

$$\text{부하토크} = F \times r = 0.0441\text{N}$$

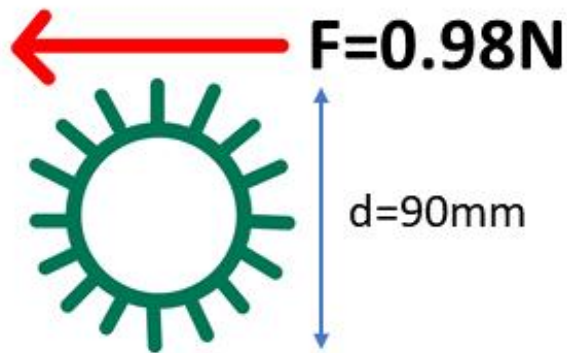


Fig. 61 Loads in the x direction

안전계수(N)=2.5를 고려하여 설계 허용토크를 구하면,

$$\text{허용토크} : T \times N = 0.11025 N \cdot m$$

$$\begin{aligned} \text{최소 요구 동력} : T \times \omega &= 0.11025 N \cdot m \times 330 \text{rpm} \times \frac{2\pi}{60} \\ &= 3.810 W \end{aligned}$$

4.5.3 세척솔 모터선정



감속기길이(mm) Gear Head L		21.8	24.6	27.1	29.5					
중량(g)		317	323	329	337					
감속비 Reduction ratio		1/6	1/16	1/21	1/31	1/56	1/75	1/104	1/125	1/156
07 TYPE 12V	정격토크(kgf-cm) Rated torque	1.0	2.0	2.0	3.0	4.0	5.0	5.0	6.0	6.0
	정격 회전수(RPM) Rated speed	795	330	250	172	95	72	54	45	37
	무부하 회전수 (RPM) No Load speed	1000	375	285	193	107	80	57	48	38

Fig. 62 Cleaning brush motor⁽¹¹⁾

Fig. 63 Source of cleaning brush motor⁽¹¹⁾

모델명 : RA35GM 07TYPE(12V)

감속비 : 1/16

RPM : 330

정격토크 : $2.0 \text{kgf} \cdot \text{cm} = 0.1962 N \cdot m$

모터의 정격토크 > 설계 허용토크 = $0.1962 N \cdot m > 0.11025 N \cdot m$

∴ 안전하다.

4.5.4 커플링 선정

제품도면 / Dimensions

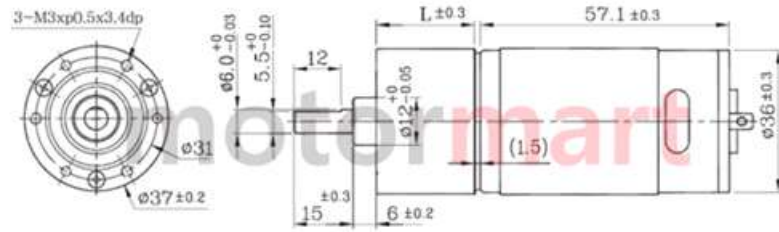


Fig. 64 Cleaning brush motor dimensions⁽¹¹⁾

출처 : 모터마트

앞선 도면들을 통해서 세척솔 브러쉬의 축 직경과 모터축의 직경을 알 수 있다.

세척솔 모터의 축 직경(d_1) = 6mm,

세척솔 브러쉬 축의 직경(d_2) = 12mm

작은 수준의 토크와 동력을 사용하기 때문에, 기본 원통형 슬릿타입 커플링을 선정하였다.



Fig. 65 Basic cylindrical slit type coupling⁽¹²⁾

양쪽 내경은 다음과 같다.

$$d_1=6\text{mm}$$

$$d_2=12\text{mm}$$

4.5.5 세척솔 모터 축과 커플링 해석

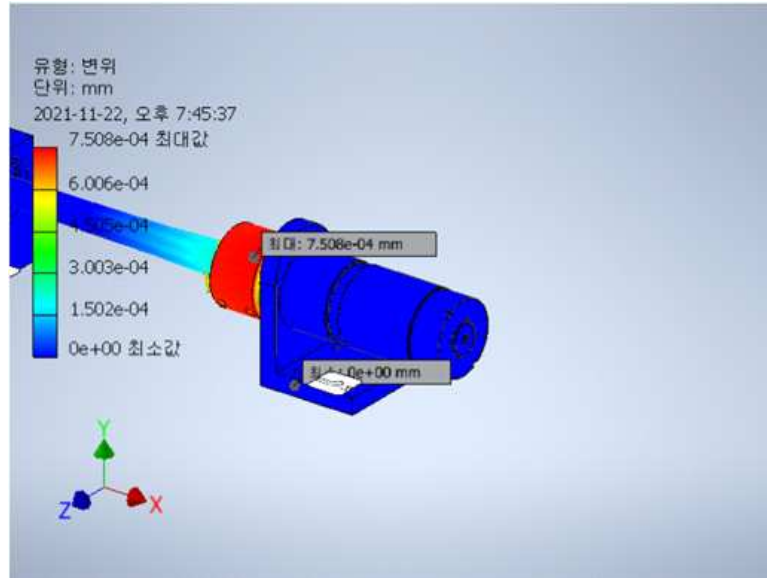


Fig. 66 Analysis of axial stress of cleaning brush motor

Table 24 Washing brush motor axial stress analysis report

이름	최소값	최대값
체적	168839 mm ³	
질량	1.27231 kg	
폰 미세스 응력	0.0000000498243 MPa	4.25835 MPa
첫 번째 주 응력	-0.53829 MPa	2.47069 MPa
세 번째 주 응력	-2.53045 MPa	0.654219 MPa
변위	0 mm	0.000750767 mm
안전계수	15 ul	15 ul
응력 XX	-0.701809 MPa	0.689579 MPa
응력 XY	-2.36267 MPa	2.26045 MPa
응력 XZ	-2.21772 MPa	2.24437 MPa
응력 YY	-2.43348 MPa	1.41054 MPa
응력 YZ	-1.21181 MPa	0.9759 MPa
응력 ZZ	-1.39401 MPa	1.77344 MPa
X 변위	-0.00000522177 mm	0.00000614141 mm
Y 변위	-0.00073857 mm	0.000738937 mm
Z 변위	-0.000727862 mm	0.000750716 mm
등가 변형	0.0000000000022076 ul	0.0000183109 ul
첫 번째 주 변형	0.00000000000130537 ul	0.0000174331 ul
세 번째 주 변형	-0.0000162298 ul	0.00000000000000709716 ul
변형 XX	-0.00000139952 ul	0.00000140447 ul
변형 XY	-0.0000152392 ul	0.0000145799 ul
변형 XZ	-0.0000143043 ul	0.0000144762 ul
변형 YY	-0.000013981 ul	0.00000957512 ul
변형 YZ	-0.00000979168 ul	0.0000108877 ul
변형 ZZ	-0.0000105345 ul	0.0000137569 ul
집속 압력	0 MPa	3.08756 MPa
집속 압력 X	-0.417647 MPa	0.526966 MPa
집속 압력 Y	-2.01048 MPa	1.78256 MPa
집속 압력 Z	-2.07712 MPa	2.82555 MPa

최대 변위는 0.000751mm이고, 등가 변형률 및 주 변형률이 위에서 볼 수 있듯이 매우 작으므로 안전하다.

4.6 소독부 설계

4.6.1 분사압력

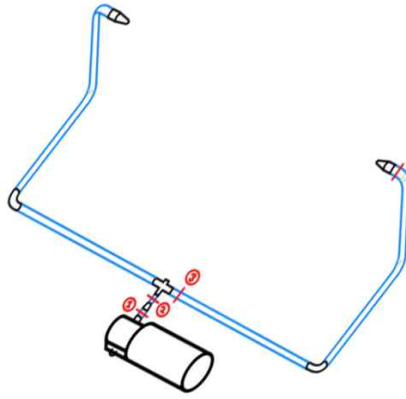


Fig. 67 Disinfection spray schematic diagram

소독액을 고르게 분사해줄 수 있는 미스트 분사 노즐을 사용하기 위해서는 최소 500kPa이상의 압력이 필요하다. 따라서 선정된 워터펌프로 유체를 내보낼 때, 직경 변화와 높이, 연결부로 인한 압력강하가 있음에도 미스트 분사 노즐을 사용할 수 있을지의 판단을 위해 노즐로 들어가기 전 압력 계산한다.

-①에서 ③로 갈때의 압력강하

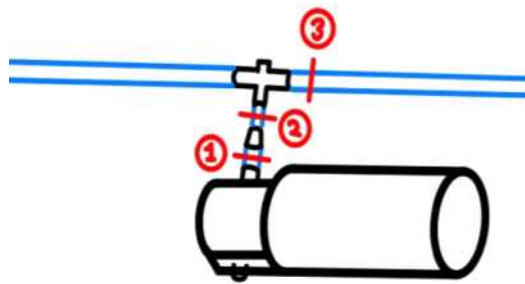


Fig. 68 Schematic diagram of sections 1 and 3

[가정]

1. Steady flow
2. 비압축성 유동
3. 운동에너지 계수 $\alpha = 1$
4. 동점성계수 $1.285 \times 10^{-6} m^2/s$
(에탄올의 밀도 $\rho = 835.9 kg/m^3$, ⁽¹³⁾
에탄올의 점성계수 $\mu = 1.074 \times 10^{-3} Pa \cdot s$ ⁽¹⁴⁾)
5. T 피팅에서의 손실계수 $K_1 = 1.075K$, 직경차에 따른 손실계수 $K_2 = 0.2$
 $K = K_1 + K_2 = 1.275$
6. PVC 튜빙의 조도계수 $e = 0.01mm$
7. $z_1 = z_3 = 0$ (높이 차이 없음)
9. 축 일 $W_s = 0$, 외부 일 $W_{other} = 0$
10. water pump의 출구유량은
 $5.5 L/min = 9.17 \times 10^{-5} m^3/s$
11. $V_3 = V_3'$
12. ①구간에서의 튜빙 내경 = 8mm
②, ③구간에서의 튜빙 내경 = 4mm

선정한 워터펌프의 출구 유량이 $9.17 \times 10^{-5} m^3/s$ 이고 나가는 튜빙의 내경이 8mm이므로

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{Q}{A_1} \\ &= \frac{9.17 \times 10^{-5} m^3/s}{\frac{\pi}{4} \times (8 \times 10^{-3} m)^2} \\ &= 1.824 m/s \end{aligned}$$

또한, 정상유동이라 가정했으므로 연속방정식을 사용하여 ②, ③구간에서의 속력을 구해보면

$$\begin{aligned} \overline{V_2} &= \frac{A_1 \overline{V_1}}{A_2} \\ &= \frac{\frac{\pi}{4} (8 \times 10^{-3} m)^2 (1.824 m/s)}{\frac{\pi}{4} (4 \times 10^{-3} m)^2} \\ &= 7.296 m/s \end{aligned}$$

따라서, $Q_2 = Q_3 + Q_3'$ 이고 $A_2 = A_3$ 이므로

$$\begin{aligned}\overline{V}_3 &= \frac{\overline{V}_2}{2} \\ &= \frac{7.296m/s}{2} \\ &= 3.648m/s\end{aligned}$$

에너지 보존 방정식에서 사용할 마찰계수를 구하기 위해 Reynolds수를 구해 난류인지 층류인지를 알아보면,

$$\begin{aligned}Re_D &= \frac{\overline{V}_3 D_3}{\nu} \\ &= \frac{(3.648m/s)(4 \times 10^{-3})}{1.285 \times 10^{-6} m^2/s} \\ &= 11355.642 > 2300 \rightarrow \text{난류}\end{aligned}$$

이를 이용하여 마찰계수를 구하면

$$\begin{aligned}\frac{1}{\sqrt{f}} &= -1.8 \log \left[\left(\frac{e}{D} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re_D} \right] \\ &= -1.8 \log \left[\left(\frac{0.01mm}{4mm} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{11355.642} \right] \\ &= 5.434\end{aligned}$$

$$\therefore f = 0.034$$

에너지 보존방정식 $\left(\frac{P_1}{\rho} + \frac{\overline{V}_1^2}{2} + gz_1 \right) - \left(\frac{P_3}{\rho} + \frac{\overline{V}_3^2}{2} + gz_3 \right) = f \frac{L}{D} \frac{\overline{V}_3^2}{2} + K \frac{\overline{V}_3^2}{2}$ 을 정리하여 ②구간에서의 압력을 구하면

$$P_3 = P_1 + \rho \left(\frac{\overline{V}_1^2}{2} - \frac{\overline{V}_3^2}{2} - f \frac{L}{D} \frac{\overline{V}_3^2}{2} - K \frac{\overline{V}_3^2}{2} \right)$$

$$\begin{aligned}&= 900 \times 10^3 Pa + \\ &\quad (835.9kg/m^3) \left(\frac{(1.824m/s)^2}{2} - \frac{(3.648m/s)^2}{2} - 0.0386 \left(\frac{0.025m}{0.004m} \right) \frac{(3.638m/s)^2}{2} - 1.275 \frac{(3.638m/s)^2}{2} \right) \\ &= 887395 Pa\end{aligned}$$

$$\therefore P_3 = 887.395kPa$$

-③에서 ④로 갈때의 압력강하,

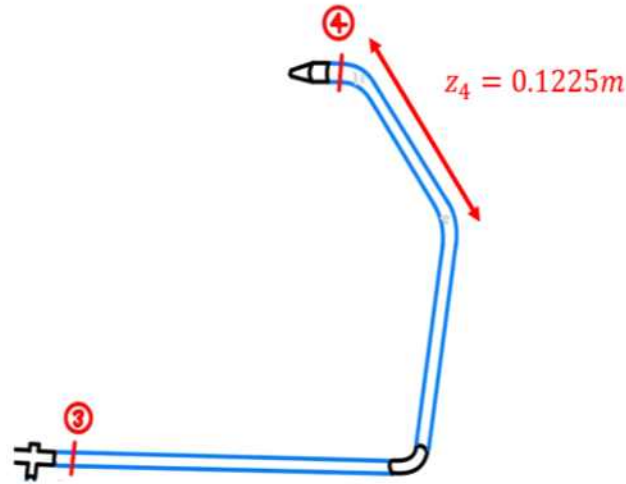


Fig. 69 Schematic diagram of sections 3 and 4

[가정]

1. Steady flow
2. 비압축성 유동
3. 운동에너지 계수 $\alpha = 1$
4. 동점성계수 $1.285 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
(에탄올의 밀도 $\rho = 835.9 \text{ kg/m}^3$, 에탄올의 점성계수 $\mu = 1.074 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$)
5. PVC 튜빙의 조도계수 $e = 0.01 \text{ mm}$
6. $z_3 = 0$ 으로 기준 높이로 조정
7. 축 일 $W_s = 0$, 외부 일 $W_{other} = 0$
8. ③, ④ 구간에서의 튜빙 내경 = 4mm

③, ④구간에서 직경이 같으므로 연속방정식을 사용하여 $V_3 = V_4$ 임을 알 수 있다. 이때, 에너지 보존 방정식에서 사용할 마찰계수를 구하기 위해 Reynolds수를 구해 난류인지 층류인지를 알아보면

$$\begin{aligned}
 Re_D &= \frac{\bar{V}_4 D_4}{\nu} \\
 &= \frac{(3.648 \text{ m/s})(4 \times 10^{-3})}{1.285 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 11355.642 > 2300 \rightarrow \text{난류}
 \end{aligned}$$

이를 이용하여 마찰계수를 구하면

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\left(\frac{e}{D} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re_D} \right] = -1.8 \log \left[\left(\frac{0.01 \text{ mm}}{4 \text{ mm}} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{11355.642} \right] = 5.434$$

$$f = 0.034$$

에너지 보존방정식 $\left(\frac{P_3}{\rho} + \frac{\overline{V_3^2}}{2} + gz_3\right) - \left(\frac{P_4}{\rho} + \frac{\overline{V_4^2}}{2} + gz_4\right) = f \frac{L}{D} \frac{\overline{V_4^2}}{2}$ 을 정리하여

②구간에서의 압력을 구하면

$$\begin{aligned} P_4 &= P_3 - \rho \left(f \frac{L}{D} \frac{\overline{V_3^2}}{2} + gz_4 \right) \\ &= 887395 Pa - (835.9 kg/m^3) \left(0.0386 \left(\frac{0.500632 m}{0.004 m} \right) \frac{(3.638 m/s)^2}{2} + (9.81 m/s^2)(0.1225 m) \right) \\ &= 859666 Pa \end{aligned}$$

$$\therefore P_4 = 859.666 kPa$$

즉, 노즐로 들어가기 전 압력이 860kPa 정도로 선택한 노즐의 필요 압력 이상으로 적절한 워터펌프 선정임을 알 수 있다.

4.6.2 분사노즐 선택

다음과 같은 적절한 분사 노즐을 선정할 수 있었다.

홀크기(Ø)	분사각도	물방울직경	분당 유량	사용압력
0.1mm	20°	5~8µm	20ml	5kgf/cm ²
0.2mm	25°	8~11µm	25ml	5kgf/cm ²
0.3mm	30°	11~14µm	40ml	5kgf/cm ²
0.4mm	40°	14~17µm	50ml	5kgf/cm ²
0.5mm	45°	17~20µm	60ml	5kgf/cm ²

분사유량: 20mL/min = 3.33L/s

노즐 사용가능 압력: 500kPa 이상



Fig. 70 Pressure using mist injection nozzle

출처 : 알리 원정대

Fig. 71 mist injection nozzle⁽¹⁵⁾

5. 메커니즘 해석

구체 설계파트에서 각 요소에 대한 역학적 설계를 진행하였으나 커플링, 프레임 등 역학적 계산이 어려운 부분에 대해 “Inventor 응력해석 Tool”을 사용하여 응력해석을 진행하였고 각 축에 대한 응력해석을 진행하여 앞의 구체 설계파트에 대한 검토를 하였다.

프레임 해석

휠체어가 장치 위에 올라가면 프레임 상판에서 휠체어와 사용자의 하중을 받게 되고 프레임에 굽힘이 생길 거라 예상하였고 이에 안전성을 판별하기 위해 응력해석을 진행하였다.

프레임 상판의 재료는 폴리카보네이트를 사용하고 두께는 12mm이다.

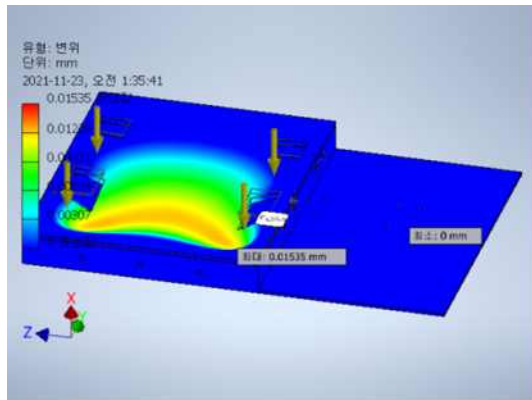


Fig. 72 Frame stress analysis

이름	최소값	최대값
체적	29496400 mm ³	
질량	42.1799 kg	
폰 미세스 응력	0.00000000000701119 MPa	674.801 MPa
첫 번째 주 응력	-99.3092 MPa	168.207 MPa
세 번째 주 응력	-568.327 MPa	0.470293 MPa
변위	0 mm	0.0153486 mm
안전계수	0.444576	15
응력 XX	-558.539 MPa	9.01902 MPa
응력 XY	-65.5467 MPa	74.5294 MPa
응력 XZ	-73.0869 MPa	72.1927 MPa
응력 YY	-135.575 MPa	158.074 MPa
응력 YZ	-18.0369 MPa	16.4135 MPa
응력 ZZ	-141.485 MPa	152.978 MPa
X 변위	-0.0152185 mm	0.000187811 mm
Y 변위	-0.000600443 mm	0.00103387 mm
Z 변위	-0.00154333 mm	0.00175292 mm
등가 변형	0.0000000000000049681 ul	0.00470434 ul
첫 번째 주 변형	-0.0000000000846551 ul	0.00235985 ul
세 번째 주 변형	-0.00481264 ul	0.00000000736742 ul
변형 XX	-0.00479416 ul	0.0000704333 ul
변형 XY	-0.000685037 ul	0.000778916 ul
변형 XZ	-0.000763841 ul	0.000754496 ul
변형 YY	-0.0000542073 ul	0.00225395 ul
변형 YZ	-0.000188506 ul	0.00017154 ul
변형 ZZ	-0.0000421458 ul	0.00220068 ul
접촉 압력	0 MPa	5.01425 MPa
접촉 압력 X	-2.11426 MPa	3.66093 MPa
접촉 압력 Y	-0.606313 MPa	0.676181 MPa
접촉 압력 Z	-3.31998 MPa	3.41201 MPa

Table 25 Stress analysis results

응력해석 결과 최대 변위가 0.0153486mm로 매우 작게 나왔고 각 방향별 변형률도 매우 작게 나옴을 확인하였고 안전하다고 판단하였다.

모터축-커플링, 세척솔 모터축-커플링 해석

본 장치에서는 모터축과 세척솔 모터축을 커플링을 사용하여 연장하였다. 그에 대한 안전성 검증을 위한 응력해석은 Inventor로 진행하였다.

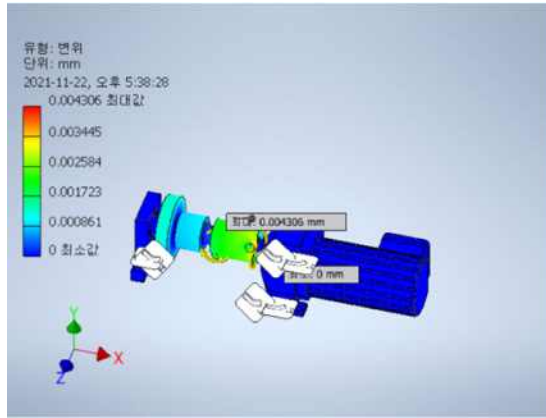


Fig. 73 Motor axis-coupling stress analysis

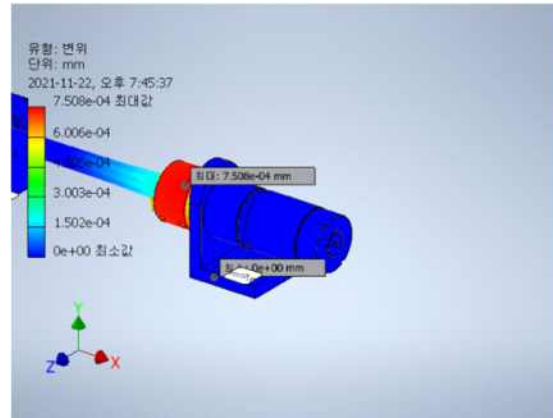


Fig. 74 Analysis of cleaning brush motor shaft-coupling stress

이름	최소값	최대값
체적	168839 mm ³	
질량	1.27231 kg	
폰 미세스 응력	0.000000498243 MPa	4.25835 MPa
첫 번째 주 응력	-0.53829 MPa	2.47069 MPa
세 번째 주 응력	-2.53045 MPa	0.654219 MPa
변위	0 mm	0.000750767 mm
안전계수	15 ul	15 ul
응력 XX	-0.701809 MPa	0.689579 MPa
응력 XY	-2.36267 MPa	2.26045 MPa
응력 XZ	-2.21772 MPa	2.24437 MPa
응력 YY	-2.43348 MPa	1.41054 MPa
응력 YZ	-1.21181 MPa	0.9759 MPa
응력 ZZ	-1.39401 MPa	1.77344 MPa
X 변위	-0.0000522177 mm	0.0000614141 mm
Y 변위	-0.00073857 mm	0.000738937 mm
Z 변위	-0.000727862 mm	0.000750716 mm
동가 변형	0.00000000000022076 ul	0.0000183109 ul
첫 번째 주 변형	0.000000000000130537 ul	0.0000174331 ul
세 번째 주 변형	-0.0000162298 ul	0.00000000000000709716 ul
변형 XX	-0.00000139952 ul	0.00000140447 ul
변형 XY	-0.0000152392 ul	0.0000145799 ul
변형 XZ	-0.0000143043 ul	0.0000144762 ul
변형 YY	-0.000013981 ul	0.00000957512 ul
변형 YZ	-0.00000979168 ul	0.0000108877 ul
변형 ZZ	-0.0000105345 ul	0.0000137569 ul
접촉 압력	0 MPa	3.08756 MPa
접촉 압력 X	-0.417647 MPa	0.526966 MPa
접촉 압력 Y	-2.01048 MPa	1.78256 MPa
접촉 압력 Z	-2.07712 MPa	2.82555 MPa

Table 26 Motor shaft-coupling analysis results from Inventor

이름	최소값	최대값
체적	5196480 mm ³	
질량	37.8879 kg	
폰 미세스 응력	0.000000503717 MPa	27.2025 MPa
첫 번째 주 응력	-1.25032 MPa	19.5404 MPa
세 번째 주 응력	-26.1882 MPa	1.69015 MPa
변위	0 mm	0.00430632 mm
안전계수	14.7006 ul	15 ul
응력 XX	-24.7541 MPa	18.5402 MPa
응력 XY	-8.86952 MPa	13.8022 MPa
응력 XZ	-8.16046 MPa	7.00593 MPa
응력 YY	-12.2502 MPa	11.3469 MPa
응력 YZ	-4.61021 MPa	4.99069 MPa
응력 ZZ	-7.96782 MPa	7.26862 MPa
X 변위	-0.00190464 mm	0.00181024 mm
Y 변위	-0.00315409 mm	0.00416669 mm
Z 변위	-0.00296891 mm	0.00322494 mm
동가 변형	0.000000000000228469 ul	0.000338278 ul
첫 번째 주 변형	-0.000000000000137708 ul	0.000276451 ul
세 번째 주 변형	-0.000360194 ul	-0.000000000000124631 ul
변형 XX	-0.000333849 ul	0.000266917 ul
변형 XY	-0.000162935 ul	0.000253549 ul
변형 XZ	-0.000149909 ul	0.000128272 ul
변형 YY	-0.0001793 ul	0.000170392 ul
변형 YZ	-0.0000846903 ul	0.0000916797 ul
변형 ZZ	-0.000103435 ul	0.0000922757 ul
접촉 압력	0 MPa	8.43908 MPa
접촉 압력 X	-2.84988 MPa	3.95068 MPa
접촉 압력 Y	-5.67379 MPa	6.07065 MPa
접촉 압력 Z	-5.93507 MPa	7.54798 MPa

Table 27 Cleaning brush motor shaft-coupling analysis results from Inventor

커플링으로 연장한 모터축 응력해석 결과 최대 변위가 0.00430632mm로 매우 작게 나왔고 각 방향별 변형률도 작게 나옴을 확인하였고 안전하다고 판단하였다.

커플링으로 연장한 세척솔 모터축 응력해석 결과 최대 변위가 0.000750767mm로 매우 작게 나왔고 각 방향별 변형률도 작게 나옴을 확인하였고 안전하다고 판단하였다.

각 축에 대한 해석

[후륜 종동축]

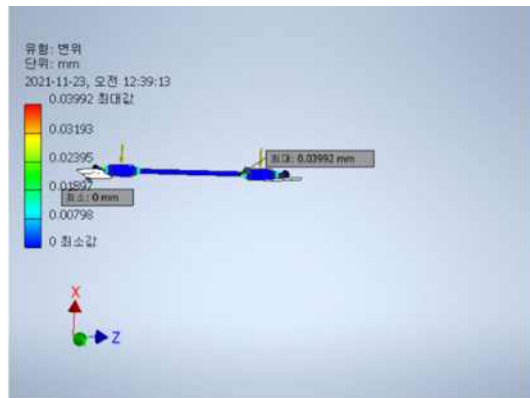


Fig. 75 Rear wheel driven shaft stress analysis

이름	최소값	최대값
체적	618990 mm ³	
질량	3.92602 kg	
폰 미세스 응력	0 MPa	0.196107 MPa
첫 번째 주 응력	-0.0808593 MPa	0.050666 MPa
세 번째 주 응력	-0.295575 MPa	0.00410552 MPa
변위	0 mm	0.0399169 mm
안전계수	15 ul	15 ul
응력 XX	-0.169444 MPa	0.0258437 MPa
응력 XY	-0.0654611 MPa	0.043008 MPa
응력 XZ	-0.0821537 MPa	0.0727243 MPa
응력 YY	-0.24666 MPa	0.0238409 MPa
응력 YZ	-0.06312 MPa	0.0635913 MPa
응력 ZZ	-0.107456 MPa	0.049498 MPa
X 변위	-0.0167442 mm	0.01861 mm
Y 변위	-0.0175263 mm	0.0180711 mm
Z 변위	-0.0340104 mm	0.0338557 mm
등가 변형	0 ul	0.0087591 ul
첫 번째 주 변형	-0.000000167836 ul	0.00727772 ul
세 번째 주 변형	-0.00788147 ul	0.000000000624565 ul
변형 XX	-0.005117 ul	0.000339522 ul
변형 XY	-0.00251078 ul	0.00243472 ul
변형 XZ	-0.00694841 ul	0.00661702 ul
변형 YY	-0.00506195 ul	0.000125914 ul
변형 YZ	-0.00691816 ul	0.00692885 ul
변형 ZZ	-0.0000998142 ul	0.00585001 ul
접촉 압력	0 MPa	0.145894 MPa
접촉 압력 X	-0.118802 MPa	0.124047 MPa
접촉 압력 Y	-0.118943 MPa	0.118873 MPa
접촉 압력 Z	-0.0812512 MPa	0.107107 MPa

Table 28 Stress analysis results

[후륜 구동축]

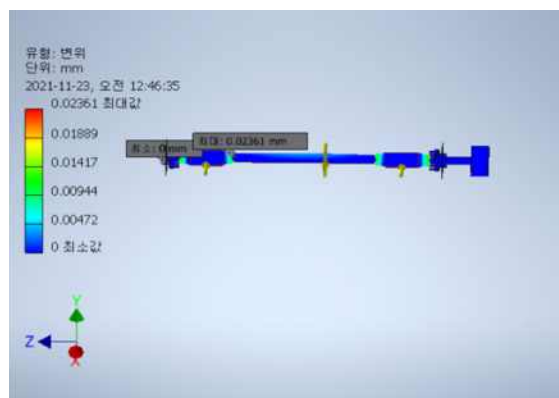


Fig. 76 Rear wheel drive shaft stress analysis

이름	최소값	최대값
체적	1217600 mm ³	
질량	7.17082 kg	
폰 미세스 응력	0 MPa	9.03642 MPa
첫 번째 주 응력	-1.42155 MPa	9.23599 MPa
세 번째 주 응력	-9.21715 MPa	1.82008 MPa
변위	0 mm	0.0236096 mm
안전계수	15 ul	15 ul
응력 XX	-5.60977 MPa	8.23011 MPa
응력 XY	-4.9021 MPa	4.41281 MPa
응력 XZ	-2.89255 MPa	3.57198 MPa
응력 YY	-4.9802 MPa	4.90932 MPa
응력 YZ	-3.78207 MPa	2.77559 MPa
응력 ZZ	-2.27609 MPa	2.57561 MPa
X 변위	-0.0106284 mm	0.0117242 mm
Y 변위	-0.0106233 mm	0.0117029 mm
Z 변위	-0.0201226 mm	0.0201186 mm
등가 변형	0 ul	0.00773141 ul
첫 번째 주 변형	-0.00000585084 ul	0.00634181 ul
세 번째 주 변형	-0.00709204 ul	0.000000306189 ul
변형 XX	-0.00449587 ul	0.000391635 ul
변형 XY	-0.00218701 ul	0.00215517 ul
변형 XZ	-0.00665909 ul	0.006662 ul
변형 YY	-0.00447955 ul	0.000358673 ul
변형 YZ	-0.00666635 ul	0.00666569 ul
변형 ZZ	-0.0000153198 ul	0.0045959 ul
접촉 압력	0 MPa	8.31592 MPa
접촉 압력 X	-7.4189 MPa	7.07778 MPa
접촉 압력 Y	-6.01454 MPa	5.83447 MPa
접촉 압력 Z	-2.19944 MPa	1.59385 MPa

Table 29 Stress analysis results

[전륜 종동축]

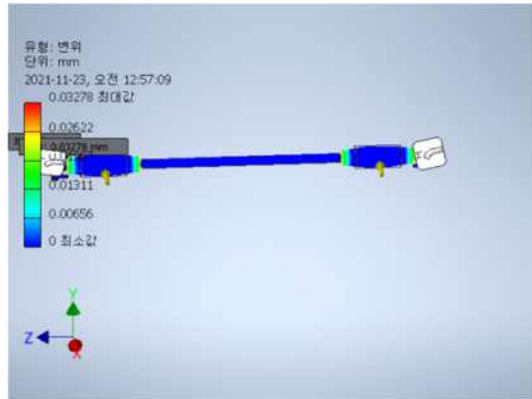


Fig. 77 Front wheel driven shaft stress analysis

이름	최소값	최대값
체적	620584 mm ³	
질량	3.93853 kg	
폰 미세스 응력	0.000000000485062 MPa	0.168915 MPa
첫 번째 주 응력	-0.0826088 MPa	0.0473508 MPa
세 번째 주 응력	-0.264026 MPa	0.00236874 MPa
변위	0 mm	0.0327787 mm
안전계수	15 ul	15 ul
응력 XX	-0.245149 MPa	0.0216588 MPa
응력 XY	-0.0441874 MPa	0.0483267 MPa
응력 XZ	-0.0531605 MPa	0.0491461 MPa
응력 YY	-0.172482 MPa	0.0252561 MPa
응력 YZ	-0.0552541 MPa	0.0599631 MPa
응력 ZZ	-0.10012 MPa	0.0432665 MPa
X 변위	-0.016245 mm	0.0157271 mm
Y 변위	-0.0149195 mm	0.014603 mm
Z 변위	-0.0277153 mm	0.0281078 mm
등가 변형	0.0000000000000242 ul	0.00696917 ul
첫 번째 주 변형	-0.000000014751 ul	0.00580528 ul
세 번째 주 변형	-0.00625721 ul	0.000000000524672 ul
변형 XX	-0.00408939 ul	0.000150857 ul
변형 XY	-0.00180516 ul	0.00172744 ul
변형 XZ	-0.0056559 ul	0.00573186 ul
변형 YY	-0.00399163 ul	0.000124511 ul
변형 YZ	-0.00552279 ul	0.00556077 ul
변형 ZZ	-0.000133494 ul	0.00474761 ul
접촉 압력	0 MPa	0.140314 MPa
접촉 압력 X	-0.126206 MPa	0.109871 MPa
접촉 압력 Y	-0.125905 MPa	0.134932 MPa
접촉 압력 Z	-0.10084 MPa	0.0883954 MPa

Table 30 Stress analysis results

[전륜 구동축]

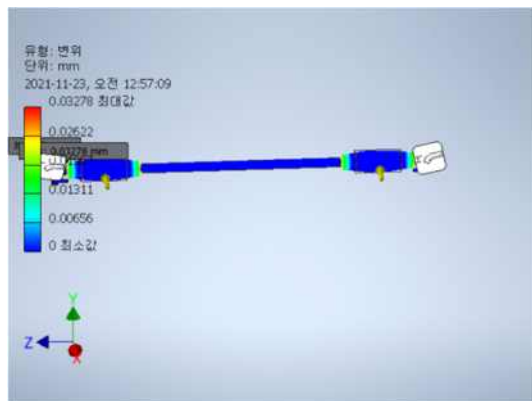


Fig. 78 Front wheel drive shaft stress analysis

이름	최소값	최대값
체적	620584 mm ³	
질량	3.93853 kg	
폰 미세스 응력	0.000000000485062 MPa	0.168915 MPa
첫 번째 주 응력	-0.0826088 MPa	0.0473508 MPa
세 번째 주 응력	-0.264026 MPa	0.00236874 MPa
변위	0 mm	0.0327787 mm
안전계수	15 ul	15 ul
응력 XX	-0.245149 MPa	0.0216588 MPa
응력 XY	-0.0441874 MPa	0.0483267 MPa
응력 XZ	-0.0531605 MPa	0.0491461 MPa
응력 YY	-0.172482 MPa	0.0252561 MPa
응력 YZ	-0.0552541 MPa	0.0599631 MPa
응력 ZZ	-0.10012 MPa	0.0432665 MPa
X 변위	-0.016245 mm	0.0157271 mm
Y 변위	-0.0149195 mm	0.014603 mm
Z 변위	-0.0277153 mm	0.0281078 mm
등가 변형	0.0000000000000242 ul	0.00696917 ul
첫 번째 주 변형	-0.000000014751 ul	0.00580528 ul
세 번째 주 변형	-0.00625721 ul	0.000000000524672 ul
변형 XX	-0.00408939 ul	0.000150857 ul
변형 XY	-0.00180516 ul	0.00172744 ul
변형 XZ	-0.0056559 ul	0.00573186 ul
변형 YY	-0.00399163 ul	0.000124511 ul
변형 YZ	-0.00552279 ul	0.00556077 ul
변형 ZZ	-0.000133494 ul	0.00474761 ul
접촉 압력	0 MPa	0.140314 MPa
접촉 압력 X	-0.126206 MPa	0.109871 MPa
접촉 압력 Y	-0.125905 MPa	0.134932 MPa
접촉 압력 Z	-0.10084 MPa	0.0883954 MPa

Table 31 Stress analysis results

각 축 모두 변위와 변형률이 작고 안전하다고 판단하였다.

5.1 바뀐 설계 사항

5.1.1 프레임부

-변경 전

1) 기존의 아크릴 일체형 방식

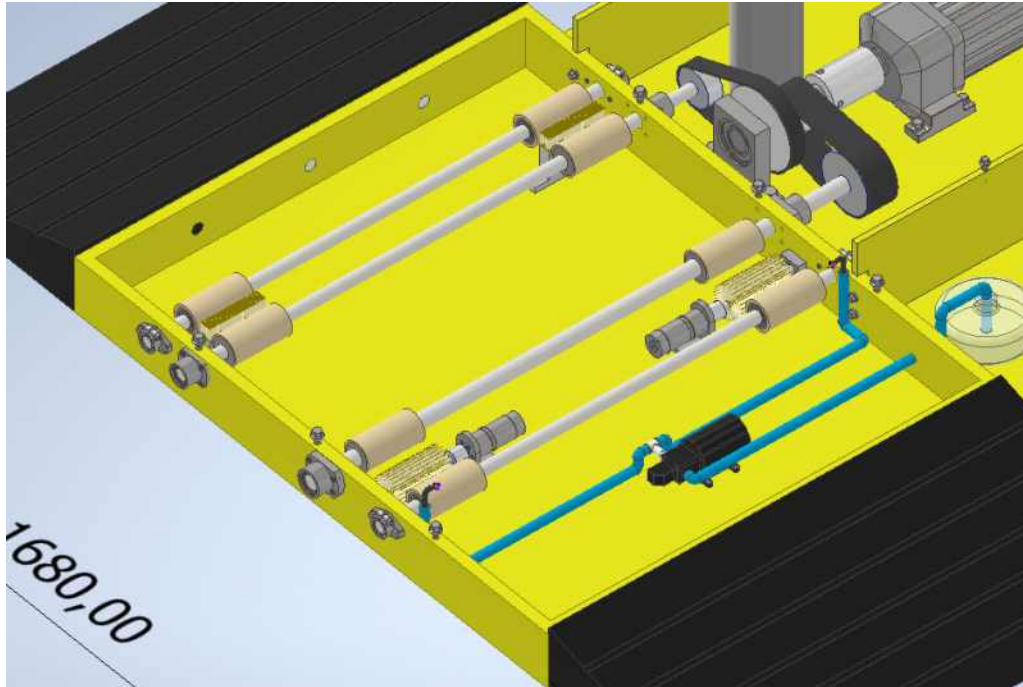


Fig. 79 Design appearance before changing

2) 변경 전 설계의 문제점

Table 32 Causes, problems, and solutions before changing

원인	문제점	해결방안
프레임 구조가 일체형 구조로 되어있다.	내구성이 약하고, 수정이 힘들다.	프로파일을 사용하게 되면 내구성을 높일 수 있고, 조립식 형태가 된다.
프레임 재료가 아크릴이다.	가공이 용이하지 않고, 주문 제작이 필요하다.	목재를 이용하여 가공의 용이성을 높이고, 작업속도를 향상시킬 수 있다.

-변경 후

1) 설계 변경 모습

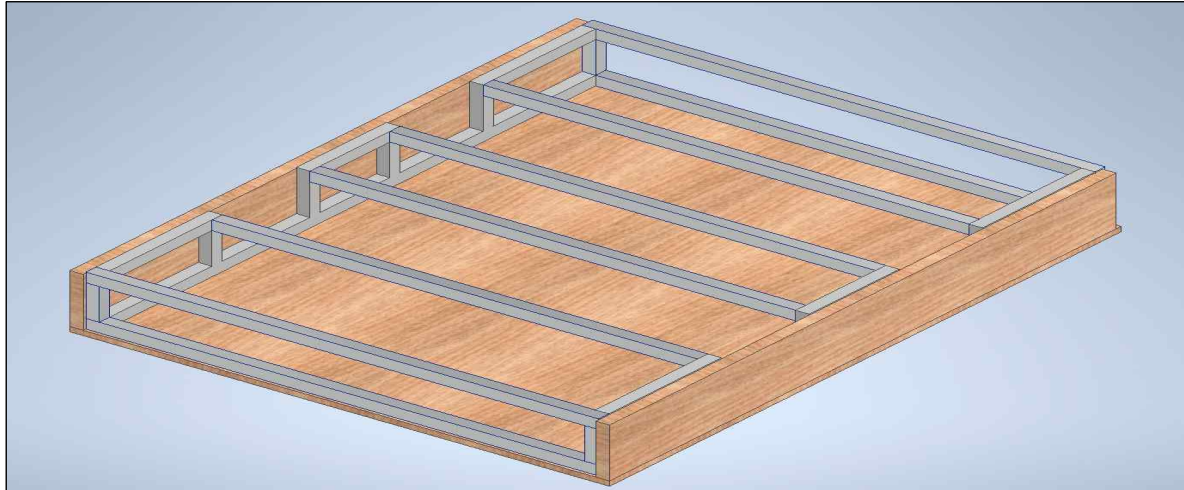


Fig. 80 Design appearance after frame part change

2) 변경 결과 및 기대효과

Table 33 Frame design change results and expected effects

변경결과	기대효과
측면, 하부 재료 원목 판재로 선정	가공의 용이성 향상, 작업속도 및 안전성 향상
프로파일 추가	조립식 형태, 내구성 향상

5.1.2 구동부

-변경 전

1) 기존의 구동축은 양쪽 베어링 홀더만이 지지하는 형태

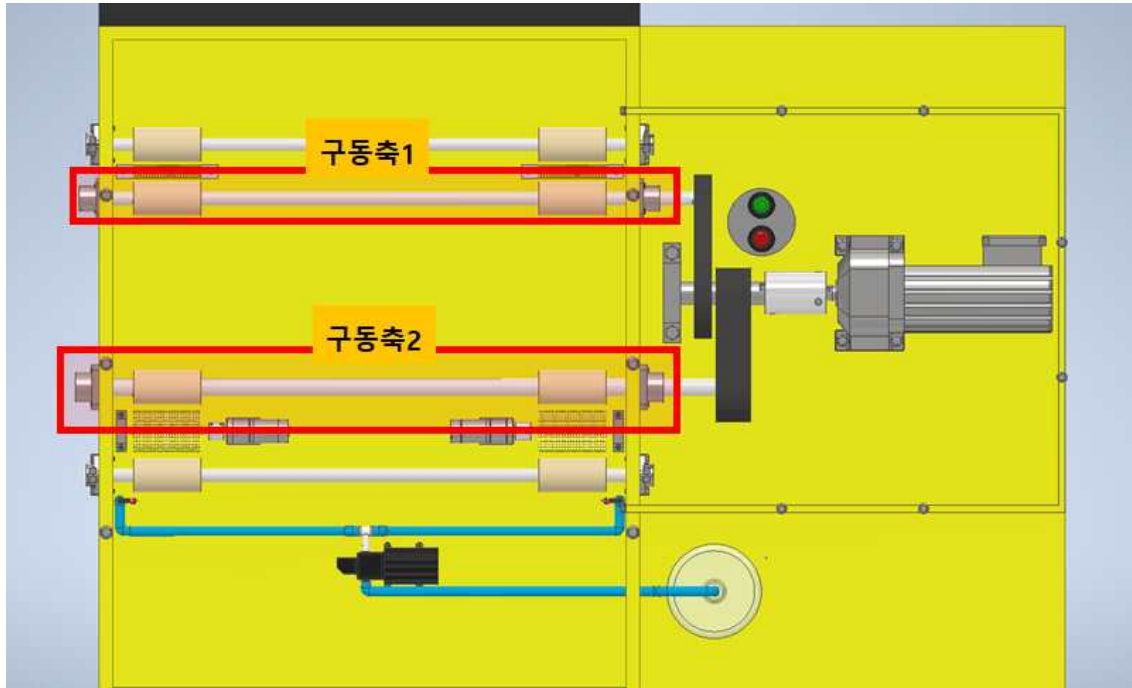


Fig. 81 Design appearance after frame part change

2) 변경 전 설계의 문제점

Table 34 Causes, problems, and solutions before changing

원인	문제점	해결방안
축이 회전함, 축을 양쪽에서만 지지	축이 회전할 때 구조적으로 안전하지 않을 수 있다.	중간에 T자형 베어링 홀더를 추가하여 축을 세 지점에서 지지함.

-변경 후

1) 구동축 1 (전륜 구동축)

Table 35 Front wheel drive shaft change and appearance

사용된 T자형 베어링 홀더	사용된 모습(체결 전)
	

2) 구동축 2 (후륜 구동축)

Table 36 Rear wheel drive shaft change

샤프트홀더	원웨이클러치베어링	원웨이클러치베어링홀더 (체결 전)
		

※ 원웨이 클러치 베어링에 맞는 베어링 홀더가 시중에 존재하지 않았다. 따라서 내경이 조금 작은 샤프트홀더를 사고, 밀링머신으로 원웨이 클러치 베어링 외경에 맞게 가공하여 베어링 홀더를 만들었다.

3) 변경 결과 및 기대효과

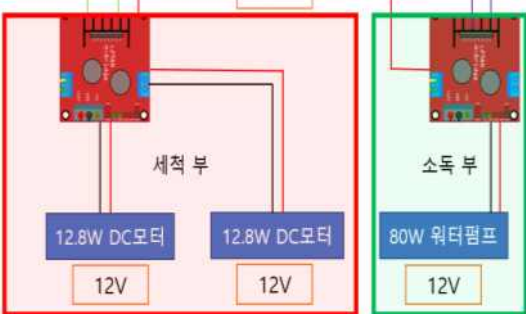
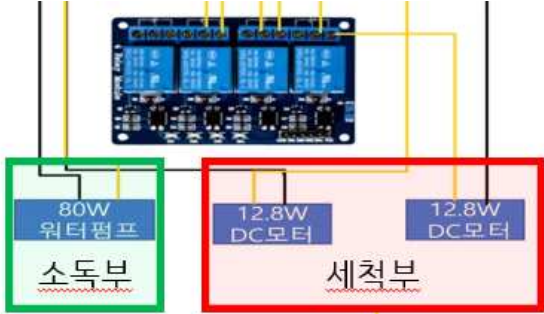
Table 37 Drive part design change results and expected effects

변경결과	기대효과
구동축을 세 지점에서 지지한다.	중앙에서 가장 크게 발생하던 굽힘 모멘트와 처짐이 줄어들었으므로 구동축의 안전성이 증가하였다.

6.1.3 제어부

1) 제어시스템 변경

Table 38 Cleaning part motor, Disinfection part change table

설계 변경 전	설계 변경 후
모터 드라이버 사용	릴레이 사용
	
	

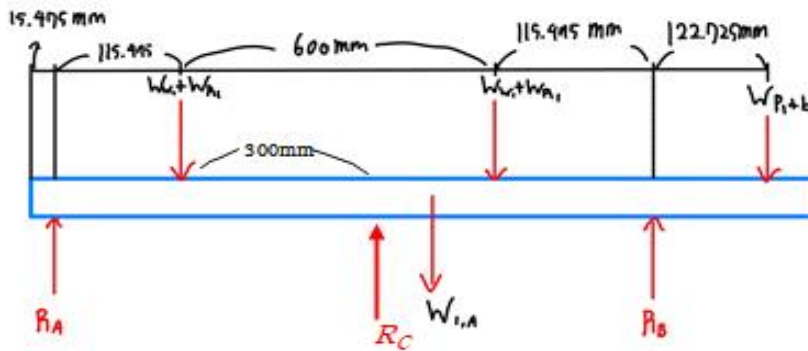
2) 설계변경내용

종합설계1의 초기 제어부 설계에서 2개의 세척부 DC모터와 워터펌프의 제어 전자부품으로 모터 속도 제어와 on/off제어가 가능한 모터 드라이버를 사용하기로 결정하였다. 그러나 모터드라이버의 사용 시 디지털 핀의 개수가 3개 사용된다는 점을 알아냈다. 또한, 모터의 시험 시행 시 속도가 적당하다고 판단되어 속도 제어의 불필요성을 인지했다. 이러한 2가지 이유로 인해 모터 드라이버의 사용은 오히려 부적합하다고 생각했으며 이러한 점을 보완할 수 있는 대책으로 릴레이 스위치의 사용을 결정했다. 릴레이 스위치는 디지털 핀 1개를 사용하며 on/off 제어가 가능하기때문에 본 제어 알고리즘에 더 적합하다고 판단하여 변경했다.

5.2 변경된 설계 해석

5.2.1 후륜 구동축

1) 변경된 자유물체도



총 길이(L) : 994.6mm
직경(d) : 25mm

Fig. 82 Changed rear wheel drive shaft free object diagram

2) 수치해석법(Ansys)을 이용한 반력계산

Table 39 Calculation of reaction force through numerical analysis

$R_A=145.99\text{N}$	$R_B=165.52\text{N}$	$R_C=233.24\text{N}$

3) 특이함수

<모멘트 식>

$$M(x) = R_A \langle x - 0.015m \rangle^1 - W_{W1+R1} \langle x - 0.131m \rangle^1 + R_C \langle x - 0.431m \rangle^1 - W_{1,A} \langle x - 0.497m \rangle^1 - W_{W1+R1} \langle x - 0.731m \rangle^1 + R_B \langle x - 0.846m \rangle^1 - W_{P1+b} \langle x - 0.969m \rangle^1$$

<처짐각 식>

$$\nu'(x) = \frac{1}{EI} \left[\frac{R_A}{2} \langle x - 0.015m \rangle^2 - \frac{W_{W1+R1}}{2} \langle x - 0.131m \rangle^2 + \frac{R_C}{2} \langle x - 0.431m \rangle^2 - \frac{W_{1,A}}{2} \langle x - 0.497m \rangle^2 - \frac{W_{W1+R1}}{2} \langle x - 0.731m \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.846m \rangle^2 - \frac{W_{P1+b}}{2} \langle x - 0.969m \rangle^2 - 13.869 \right]$$

<처짐 식>

$$\nu(x) = \frac{1}{EI} \left[\frac{R_A}{6} \langle x - 0.015m \rangle^3 - \frac{W_{W1+R1}}{6} \langle x - 0.131m \rangle^3 + \frac{R_C}{6} \langle x - 0.431m \rangle^3 \right. \\ \left. - \frac{W_{1,A}}{6} \langle x - 0.497m \rangle^3 - \frac{W_{W1+R1}}{6} \langle x - 0.731m \rangle^3 + \frac{R_B}{6} \langle x - 0.846m \rangle^3 \right. \\ \left. - \frac{W_{P1+b}}{6} \langle x - 0.969m \rangle^3 - 13.869x + 0.208 \right]$$

4) 후륜 구동축 굽힘모멘트 선도(BMD)

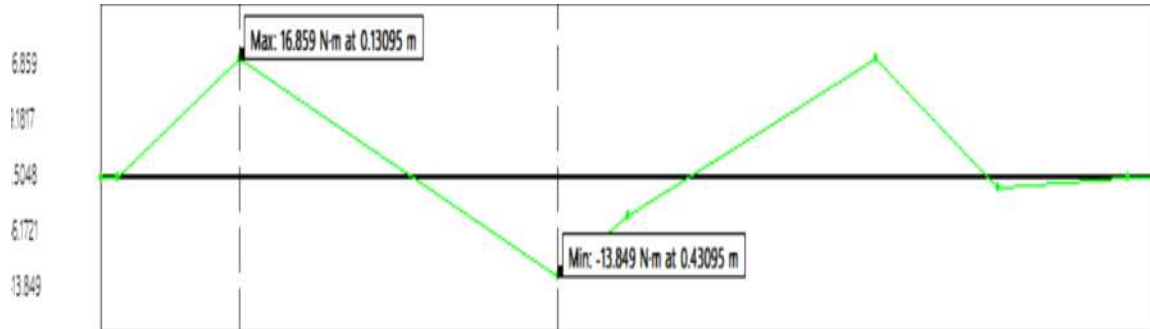


Fig. 83 Bending moment diagram (BMD) of changed rear wheel drive shaft

$$\text{최대 굽힘 모멘트 : } M_{\max} = 16.859N \cdot m$$

5) 강도설계

$$\text{동적효과 계수 : } K_t=1.5, K_m=2.0 \text{ 이용}$$

$$T_e = \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T)^2}$$

$$T = 8.7915N \cdot m, M_{\max} = 17.487N \cdot m, d=0.025m$$

$$T_e = 37.378N \cdot m$$

$$\tau_{\max} = \frac{16 T_e}{\pi \times d^3} = 12.183Mpa$$

안전계수(F.S)는 2, 재료의 전단 허용응력은

$$\tau_{allow} = 65Mpa$$

$$F.S \times \tau_{\max} < \tau_{allow} \Rightarrow 24.366Mpa < 65Mpa$$

∴ 안전하다

6) 강성설계

-후륜 구동축의 비틀림 강성 설계

Bach의 설계조건을 이용하여 비틀림 강성 설계를 진행하였다.

$$\frac{\phi}{l} \leq 0.004363 [\text{rad}]$$

$$\begin{aligned} \frac{\phi}{l} &= \frac{32T}{\pi d^4 G} \\ &= \frac{32(8.7915 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi (0.025 \text{ m})^4 (80 \text{ GPa})} \end{aligned}$$

$$= 0.0022866 [\text{rad}] < 0.004363 [\text{rad}]$$

∴ 안전하다

-후륜 구동축의 굽힘 강성 설계

일반 전동축에서는 굽힘에 의한 축의 최대 처짐각이 0.001[rad] 이하가 되도록 제한하고 있고, 일반적인 하중을 받는 경우를 고려하면 $\frac{\delta}{l} \leq 0.3 \sim 0.33 [\text{mm}/\text{m}]$ 를 만족하면 된다.

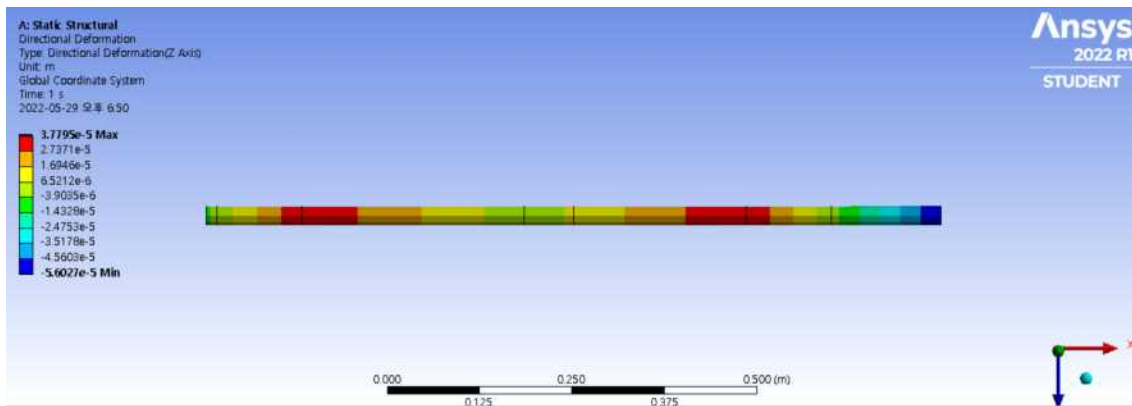


Fig. 84 Deflection of changed rear wheel drive shaft

$$\delta_{\max} = 0.056017 \text{ mm},$$

$$\begin{aligned} \frac{\delta_{\max}}{l} &= \frac{0.056017 \text{ mm}}{0.9946 \text{ m}} \\ &= 0.0563 < 0.3 [\text{mm}/\text{m}] \end{aligned}$$

∴ 안전하다

5.2.2 전륜 구동축

1) 변경된 자유물체도

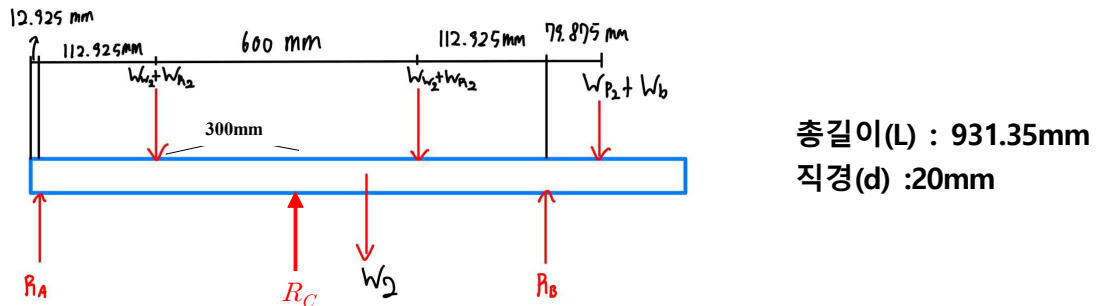
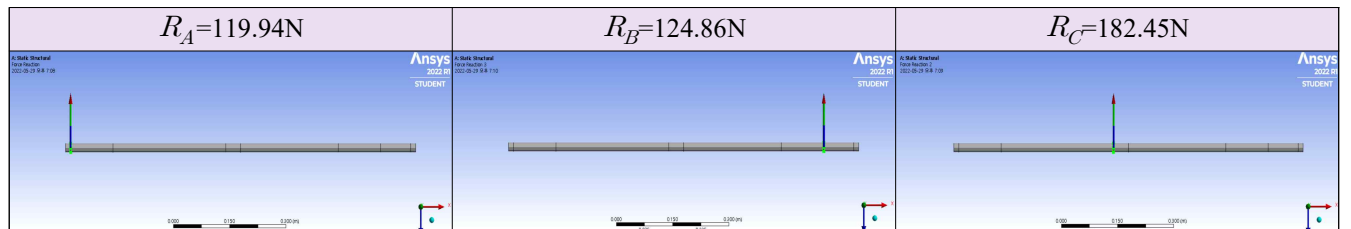


Fig. 85 The freedigram of front wheel drive shaft

2) 수치해석법(Ansys)을 이용한 반력계산

Table 40 Calculation of reaction force through numerical analysis



3) 특이함수

<모멘트 식>

$$M(x) = R_A \langle x - 0.013m \rangle^1 - W_{W2+R2} \langle x - 0.126m \rangle^1 + R_C \langle x - 0.426m \rangle^1 - W_2 \langle x - 0.466m \rangle^1 - W_{W2+R2} \langle x - 0.726m \rangle^1 + R_B \langle x - 0.839m \rangle^1 - W_{P2+b} \langle x - 0.919m \rangle^1$$

<처짐각 식>

$$\nu'(x) = \frac{1}{EI} \left[\frac{R_A}{2} \langle x - 0.013m \rangle^2 - \frac{W_{W2+R2}}{2} \langle x - 0.126m \rangle^2 + \frac{R_C}{2} \langle x - 0.426m \rangle^2 - \frac{W_2}{2} \langle x - 0.466m \rangle^2 - \frac{W_{W2+R2}}{2} \langle x - 0.726m \rangle^2 + \frac{R_B}{2} \langle x - 0.839m \rangle^2 - \frac{W_{P2+b}}{2} \langle x - 0.919m \rangle^2 - 9.264 \right]$$

<처짐 식>

$$\nu(x) = \frac{1}{EI} \left[\frac{R_A}{6} \langle x - 0.013m \rangle^3 - \frac{W_{W2+R2}}{6} \langle x - 0.126m \rangle^3 + \frac{R_C}{6} \langle x - 0.426m \rangle^3 - \frac{W_2}{6} \langle x - 0.466m \rangle^3 - \frac{W_{W2+R2}}{6} \langle x - 0.726m \rangle^3 + \frac{R_B}{6} \langle x - 0.839m \rangle^3 - \frac{W_{P2+b}}{6} \langle x - 0.919m \rangle^3 - 9.264x + 0.12 \right]$$

4) 전륜 구동축 굽힘모멘트 선도(BMD)

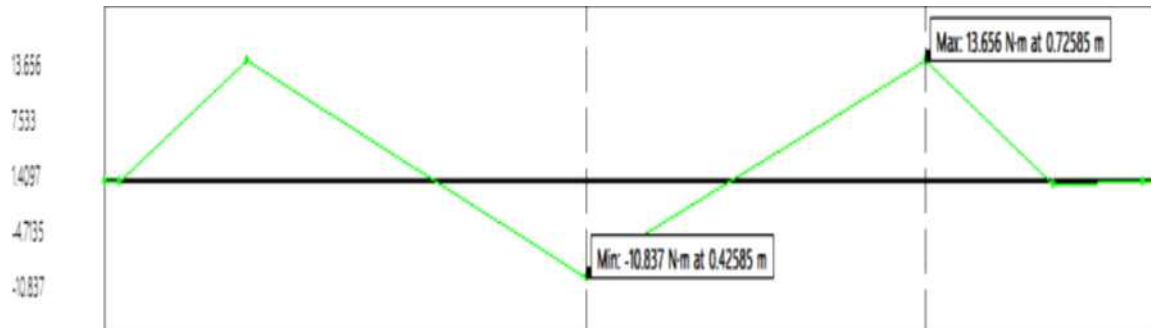


Fig. 86 Bending moment diagram (BMD) of changed front wheel drive shaft

$$\text{최대 굽힘 모멘트 : } M_{\max} = 13.656 N \cdot m$$

5) 강도설계

동적효과 계수 : $K_t=1.5$, $K_m=2.0$ 이용

$$T_e = \sqrt{(K_m M_{\max})^2 + (K_t T)^2}$$

$$T = 3.6735 N \cdot m, \quad M_{\max} = 13.656 N \cdot m, \quad d = 0.02 m$$

$$T_e = 27.862 N \cdot m$$

$$\tau_{\max} = \frac{16 T_e}{\pi \times d^3} = 17.738 \text{ Mpa}$$

안전계수(F.S)는 2, 재료의 전단 허용응력은

$$\tau_{allow} = 65 \text{ Mpa}$$

$$F.S \times \tau_{\max} < \tau_{allow} \Rightarrow 35.475 \text{ Mpa} < 65 \text{ Mpa}$$

$\therefore$ 안전하다

6) 강성설계

-전륜 구동축의 비틀림 강성 설계

Bach의 설계조건을 이용하여 비틀림 강성 설계를 진행하였다.

$$\frac{\phi}{l} \leq 0.004363 [\text{rad}]$$

$$\begin{aligned} \frac{\phi}{l} &= \frac{32T}{\pi d^4 G} \\ &= \frac{32(3.6735 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi (0.02 \text{ m})^4 (80 \text{ GPa})} \\ &= 0.002923 [\text{rad}] < 0.004363 [\text{rad}] \\ \therefore \text{안전하다} \end{aligned}$$

-전륜 구동축의 굽힘 강성 설계

일반 전동축에서는 굽힘에 의한 축의 최대 처짐각이 0.001[rad] 이하가 되도록 제한하고 있고, 일반적인 하중을 받는 경우를 고려하면 $\frac{\delta}{l} \leq 0.3 \sim 0.33 [\text{mm}/\text{m}]$ 를 만족하면 된다.

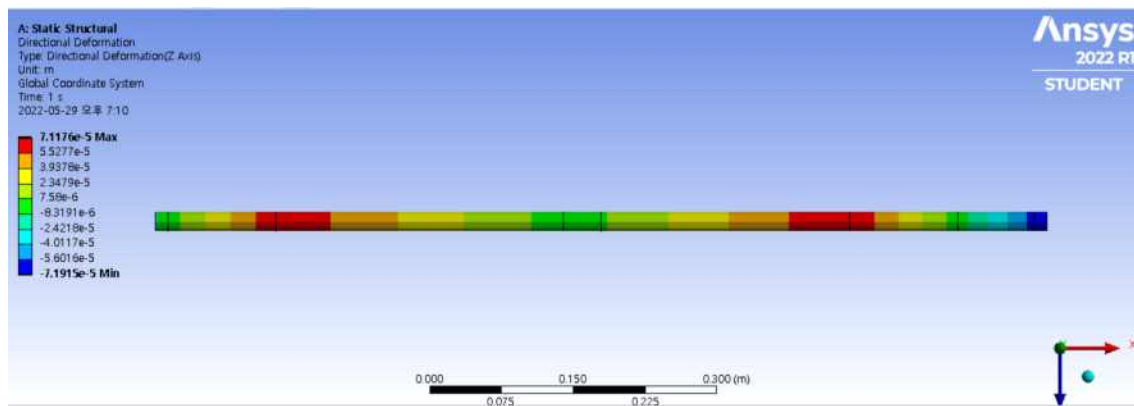


Fig. 87 Deflection of changed front wheel drive shaft

$$\delta_{\max} = 0.071915 \text{ mm},$$

$$\begin{aligned} \frac{\delta_{\max}}{l} &= \frac{0.071915 \text{ mm}}{0.93135 \text{ m}} \\ &= 0.0772 < 0.3 [\text{mm}/\text{m}] \end{aligned}$$

$\therefore$ 안전하다

6. 제어

6.1 플로우 차트

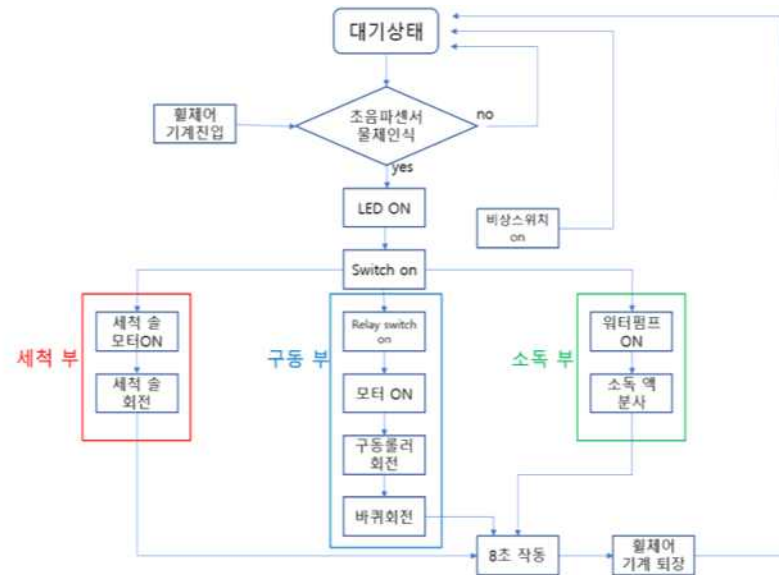


Fig. 88 Flow chart

6.2 회로도

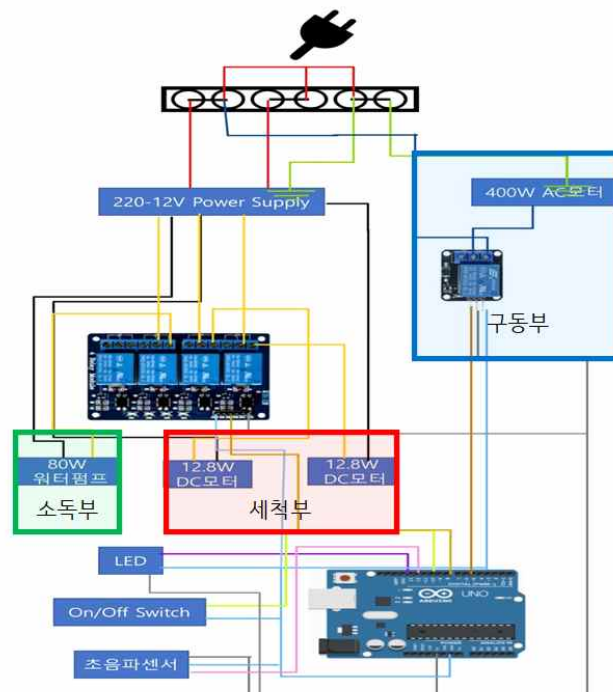


Fig. 89 Circuit diagram

6.2.1 회로도 해석

본 기계를 제어하는 부분을 크게 전원부, 구동부, 세척부, 소독부로 나눌 수 있고

컨트롤러로 Arduino Uno R3보드를 선정하였다.

220V의 가정용 전압을 전압원으로 사용하고 AC-DC 컨버터를 사용하여 12V의 전압을 각 회로 요소들에 인가한다.

전원부

콘센트가 꽂혀있으면 아두이노 우노 보드에는 항상 전원이 켜져 있는 상태이고 초음파 센서가 물체를 인식할 수 있다.

사용자가 기계 위에 올라와 두 볼러 위에 안착하게 되면 초음파 센서가 사용자를 인식해 LED에 불이 들어오게 된다. 이는 장치를 작동시킬 수 있다는 신호이고 LED에 불이 들어오기 전에는 작동 스위치를 눌러도 장치가 작동하지 않는다.

장치가 구동을 마치고 초음파 센서가 사용자를 인식 못 하면 장치는 대기상태가 된다.

구동부

바퀴를 자동으로 회전시키기 위해 기어드모터를 사용한다. 모터의 작동은 릴레이 스위치를 사용하여 제어한다. 대기상태에서는 릴레이 스위치에 의해 모터에 전류가 흐르지 않아 작동하지 않고 사용자가 작동 스위치를 누르면 릴레이 스위치에 의해 전류가 흘러 모터가 작동한다. 장치의 구동이 끝나면 릴레이 스위치가 다시 OFF 상태가 되어 모터가 멈추게 된다.

세척부

후륜 측 세척솔을 회전을 시켜주어 세척력을 높일 것이며 회전시켜 주는 장치로 DC모터를 사용한다. 하나의 모터드라이브를 사용하여 두 개의 DC모터를 제어하고 사용자가 작동 스위치를 누르면 구동부 모터와 동시에 작동하며 모터의 속도를 조절하여 알맞은 속도로 후륜을 세척한다.

소독부

소독액을 분사해주는 장치로 워터펌프를 사용한다. 사용자가 작동 스위치를 누르면 구동부 모터와 동시에 작동하며 모터드라이브를 통해서 제어하고 분사 유량을 조절하여 적당한 소독액을 분사한다.

6.3 Arduino 코드

```
const int buttonPin = 2; //버튼
const int buttonRed = 12; //긴급정지

const int relayMotor1 = 3; //릴레이모듈 IN for main motor
const int relayMotor2 = 4; //릴레이모듈 IN for 세척 모터 1
const int relayMotor3 = 5; //릴레이모듈 IN for 세척 모터 2
const int relayMotor4 = 6; //릴레이모듈 IN for water pump

const int trigPin1 = 8; //거리센서1 트리거
const int echoPin1 = 7; //거리센서1 에코
const int trigPin2 = 10; //거리센서2 트리거
const int echoPin2 = 9; //거리센서2 에코

const int led = 13; //LED

int flag = 0;
int i = 0;
int red_button = 1;
int ledBool = 0;

void setup() {
  Serial.begin(9600); //시리얼

  pinMode(buttonPin, INPUT_PULLUP); //버튼
  pinMode(buttonRed, INPUT_PULLUP); //긴급정지
  pinMode(led, OUTPUT); //LED

  pinMode(relayMotor1, OUTPUT); //릴레이모듈1
  pinMode(relayMotor2, OUTPUT); //릴레이모듈2
  pinMode(relayMotor3, OUTPUT); //릴레이모듈3
  pinMode(relayMotor4, OUTPUT); //릴레이모듈4
  pinMode(echoPin1, INPUT); //거리센서1 에코
  pinMode(trigPin1, OUTPUT); //거리센서1 트리거
  pinMode(echoPin2, INPUT); //거리센서2 에코
  pinMode(trigPin2, OUTPUT); //거리센서2 트리거
}
```

```

void loop() {

    //초음파 거리 센서
    long duration1, duration2, distance1, distance2;
    digitalWrite(trigPin1, HIGH);
    delayMicroseconds(10);
    digitalWrite(trigPin1, LOW);
    duration2 = pulseIn(echoPin1, HIGH);
    delayMicroseconds(10);
    digitalWrite(trigPin2, HIGH);
    delayMicroseconds(10); //delay
    digitalWrite(trigPin2, HIGH);
    delayMicroseconds(10);
    digitalWrite(trigPin2, LOW);
    duration1 = pulseIn(echoPin2, HIGH);
    distance1 = ((float)(340 * duration1) / 1000) / 2;
    distance2 = ((float)(340 * duration2) / 1000) / 2;

    //스위치 현재 상태 저장
    bool buttonBool = digitalRead(buttonPin);
    bool buttonRBool = digitalRead(buttonRed);

    //led 현재 상태 저장
    bool greenLed = digitalRead(led);

    //초음파 거리 센서 시리얼 모니터에 결과 출력
    Serial.print("\nDistance1:");
    Serial.print(distance1);
    Serial.println("mm");

    Serial.print("Distance2:");
    Serial.print(distance2);
    Serial.println("mm");

    delay(10);
    //버튼 시리얼 모니터에 결과 출력
    Serial.print("button:");
    Serial.println(buttonBool);
    Serial.print("button Red:");
    Serial.println(buttonRBool);
    Serial.print("시작등:");
    Serial.println(greenLed);
}

```

```

/* 거리 인식 */
if(distance1 < 100 && distance2 < 100){
    if (flag == 1)
        {flag = 0; }
    else {flag = 1;}
    delay(5);
}

if (flag == 1)
{
    //거리 인식 LED ON
    digitalWrite(led, HIGH);
    if (buttonBool == false) //버튼 누름
    {
        delay(10);
        digitalWrite(led, HIGH);
        digitalWrite(relayMotor1, HIGH);
        digitalWrite(relayMotor2, HIGH);
        digitalWrite(relayMotor3, HIGH);
        digitalWrite(relayMotor4, HIGH);
        bool buttonRBool = digitalRead(buttonRed);
        while (i <= 3000){
            delay(3);
            bool buttonRBool = digitalRead(buttonRed);
            i++;
            delay(2);
            if (buttonRBool == false) {
                delay(2);
                i = 12000; //강제종료
                digitalWrite(led, LOW);
                analogWrite(relayMotor1, LOW);
                analogWrite(relayMotor2, LOW);
                analogWrite(relayMotor3, LOW);
                analogWrite(relayMotor4, LOW);
                delay(10000); //10초 후 다시 가동 가능
            }
        }

        delay(10);
        digitalWrite(led, LOW);
        analogWrite(relayMotor1, LOW);
        analogWrite(relayMotor2, LOW);
    }
}

```

```
        analogWrite(relayMotor3, LOW);
        analogWrite(relayMotor4, LOW);
        delay(3);
        flag = 0;
        i = 0;
    }
}
else
{ i = 0;
  analogWrite(relayMotor1, LOW);
  analogWrite(relayMotor2, LOW);
  analogWrite(relayMotor3, LOW);
  analogWrite(relayMotor4, LOW);
  delay(3);
}
}
```

7. 제작 계획

7.1 제작계획 및 실제제작

[illegible]

Fig. 90 Production plan

I . 프레임 제작

Table 41 The process of making process

사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	프로파일(3) 프로파일(1) 프로파일(2)	4EA 4EA 4EA	프레임 재료	
	2	브라켓(10)	72EA	프레임 연결 부품	
	3	볼트(8)	144EA	프레임 연결 부품	
	4	너트(9)	144EA	프레임 연결 부품	
사용 장비	-		사용 도구	육각렌치, 각도기	
작업일	2022.03.28. (09:30~11:00)		작업자	임형태(정), 원정연(부)	
작업 방법	1. 볼트, 너트, 브라켓을 사용하여 직사각형 모양의 하부 프레임 조립 2. 볼트, 너트, 브라켓을 사용하여 직사각형 모양의 상부 프레임 조립 3. 볼트, 너트, 브라켓을 사용하여 기둥을 세우고 전체 프레임 결합				
주의 사항	체결 시 부품 손상 주의				
검수 기준	직각도(허용오차: 1도)		검수 결과	직각도(측정값: 90도)	
작업 사진	 				
특이사항	-				

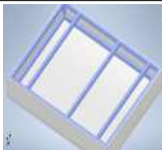
II 나무판재 가공

Table 42 Wooden plate processing

	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
사용 부품	1	나무 판재(6)	2EA	측면 외장 재료	
사용 장비	드릴링 머신		사용 공구	보링비트, 비트, 줄자, 펜, 버니어 캘리퍼스	
작업일	2022.04.17. (09:30~13:00) 2022.04.27. (09:00~11:00)		작업자	원정연(정), 오동욱(부)	
작업 방법	1. 줄자, 펜을 사용하여 나무판재에 홀 가공 위치 표시 2. 드릴링 머신을 사용하여 홀 가공 진행				
주의 사항	1. 홀 가공 위치 표시할 때 오차 최소화 2. 홀 가공 시 나무 판재 손상 주의				
검수 기준	홀 크기(허용오차: 2mm) 홀 위치(허용오차: 0.5mm)		검수 결과	홀 크기(최대오차: 1.67mm) 홀 위치(오차: 0mm)	
작업 사진					
특이사항	1. 작업 초기에는 전동드릴을 사용하여 홀 가공을 진행했지만 정확도(위치, 수직도)에 문제가 발생하여 드릴링 머신을 사용하여 재가공했다. 2. 드릴링 머신이 진동하며 홀의 크기가 더 커짐				

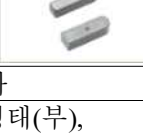
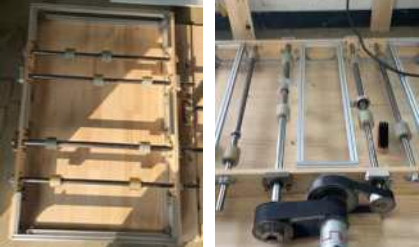
Ⅲ. 나무판재와 프레임 조립

Table 43 Wooden plate and frame assembly process

사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	나무판재(5) 나무판재(6) 나무판재(7)	1EA 2EA 1EA	8.2.2에서 가공한 나무판재	
	2	프로파일 프레임	1EA	8.2.1에서 제작한 프레임	
	3	브라켓(10)	4EA	연결 부품	
	4	볼트(8)	6EA	연결 부품	
	5	너트(9)	6EA	연결 부품	
사용 장비	전동드릴		사용 공구	육각렌치, 자	
작업일	2022.05.03. (09:00~13:00) 2022.05.05. (13:00~17:00)		작업자	원정연(정), 임형태(부)	
작업 방법	1. 볼트, 너트, 브라켓을 사용하여 하부 판재와 프레임을 결합한다. 2. 볼트, 너트, 브라켓을 사용하여 측면 판재와 프레임을 결합한다. 3. 볼트, 너트, 브라켓을 사용하여 프레임 아래에 위치한 하부 판재와 모터 아래에 위치하게 될 하부 판재를 연결한다.				
주의 사항	나무판재와 프레임에 손상이 가지 않도록 주의한다.				
검수 기준	조립 단차(허용오차: 1mm)		검수 결과	조립 단차(측정값: 0.8mm)	
작업 사진					
특이사항	-				

IV. 축 조립

Table 44 Axial assembly process

사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	축 (13~16)	각 1EA	휠체어 바퀴를 회전시킬 축	
	2	롤러 (20~21)	각 1EA	휠체어 바퀴를 회전시킬 롤러	
	3	샤프트홀더 (31)	1EA	종동축을 지지	
	4	베어링홀더 (32, 33)	각 1EA	구동축을 지지	
	5	타이밍폴리 (26, 27)	각 1EA	축에 동력을 전달	
	6	키(18)	4EA	롤러 및 폴리 결합	
사용 장비	전동드릴		사용 공구	스페너, 렌치, 자	
작업일	2022.05.06. (09:00~13:00) 2022.05.10. (09:00~13:00)		작업자	원정연(정), 임형태(부), 오동욱(부)	
작업 방법	1. 각 축을 나무판재에 끼워 넣는다. 2. 구동축에는 베어링홀더, 종동 축에는 샤프트홀더를 체결하여 조립한다. 3. 키를 이용하여 폴리를 알맞은 위치에 조립한다. 4. 종동축의 고정 여부, 구동축의 회전 여부를 확인한다.				
주의 사항	롤러, 폴리가 제대로 고정되도록 한다.				
검수 기준	조립 단차(허용오차: 1mm)		검수 결과	조립 단차(측정값: 0.7mm)	
작업 사진					
특이사항	베어링 홀더, 세척솔 모터의 높이를 높여줄 지지대가 필요함을 확인				

V. 구동부 조립

Table 45 Drive part assembly process

사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	모터(11)	1EA	주 동력원	
	2	타이밍폴리 (24~27)	각 1EA	축에 동력을 전달	
	3	커플링(19)	4EA <td>모터연장축과 모터 축 결합</td> <td></td>	모터연장축과 모터 축 결합	
	4	축(12)	1EA	모터연장축	
	5	타이밍 벨트 (28, 29)	각 1EA	폴리를 회전	
	6	베어링홀더 (36)	1EA	모터연장축을 지지	
사용 장비	-		사용 공구	토크렌치, 소켓, 육각렌치	
작업일	2022.05.14. (09:00~13:00)		작업자	오동욱(정), 원정연(부), 임형태(부)	
작업 방법	1. 커플링을 사용해 모터축과 모터연장축을 연결한다. 2. 모터연장축에 폴리, 베어링 홀더를 결합한다. 3. 타이밍 폴리에 타이밍 벨트를 걸어준다. 4. 모터가 회전할 때 축 또한 같이 회전하는지 확인한다.				
주의 사항	1. 커플링을 적절한 체결 토크로 조여야 한다. 2. 벨트의 장력을 최대로 하여 연결될 수 있도록 한다.				
검수 기준	벨트의 동력 전달율 (목표값: 90% 이상)		검수 결과	벨트의 동력 전달율 (98% 이상)	
작업 사진					
특이사항	벨트의 동력 전달율을 벨트의 미끌어짐 정도를 통해 확인하였다.				

VI. 세척부 조립

Table 46 Cleaning part assembly process

사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	서보모터(38)	2EA	세척술 회전을 위한 동력원	
	2	세척솔(39)	2EA	후륜 세척을 위한 솔	
	3	커플링(40)	2EA	서보모터와 세척솔을 연결	
	4	베어링홀더 (41)	2EA	세척솔을 지지	
	5	나무판재(5)	1EA	세척솔 모터의 높이 조절	
사용 장비	드릴, 띠톱		사용 공구	토크렌치, 소켓, 육각렌치, 자	
작업일	2022.05.14. (09:00~13:00) 2022.05.16. (13:00~17:00)		작업자	원정연(정), 오동욱(부), 임형태(부)	
작업 방법	1. 띠톱을 사용해 나무판재를 가공하여 서보모터의 높이를 높여줄 블록을 만든다. 2. 커플링을 사용해 서브모터와 세척솔을 결합한다. 3. 육각렌치로 커플링을 조여 고정시켜 준다. 4. 알맞은 위치에 나무 블록과 세척솔, 세척솔 모터를 결합하여 고정한다.				
주의 사항	커플링을 적절한 체결 토크로 조여야 한다.				
검수 기준	조립 단차(허용오차: 1mm)		검수 결과	조립 단차(측정값: 0.3mm)	
작업 사진					
특이사항	회전할수록 커플링이 느슨해지는 현상을 발견하여 축 정렬을 통해 문제를 해결하였다.				

VII. 소독부 조립

Table 47 disinfection part assembly process

사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	워터펌프(42)	1EA	소독액 분사를 위한 동력원	
	2	원터치 피팅 (45, 47)	각 4EA	호스의 연결	
	3	우레탄 호스 (44)	5EA	소독액 이동 통로	
	4	나사(10)	4EA	워터펌프 고정	
	5	노즐(43)	2EA	액체 미스트 분사	
사용 장비	-		사용 공구	전동드릴, 스패너	
작업일	2022.05.19. (13:00~17:00)		작업자	임형태(정), 원정연(부)	
작업 방법	1. 나사를 이용해 워터펌프를 고정시킨다. 2. 원터치 피팅을 사용해 우레탄 호스를 연결한다. 3. 호스와 워터펌프를 연결한다. 4. 피팅에 노즐을 결합하여 호스와 연결한다.				
주의 사항	호스 피팅 시 액체가 새지 않도록 꼼꼼하게 작업한다.				
검수 기준	물이 새지 않아야 함		검수 결과	물이 새지 않음	
작업 사진	 				
특이사항	호스 연결 시 물이 누수되어 실리콘 처리를 통해 마감 처리를 하여 물이 새지 않도록 했다.				

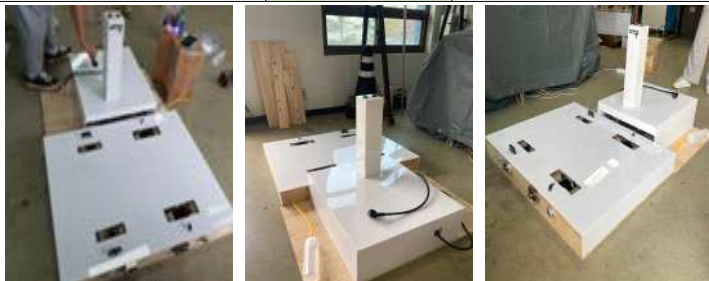
VIII. 배선연결

Table 48 Wiring connection process

	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
사용 부품	1	전선 케이블 (58, 60, 61)	-	전압회로구 성	
	2	절연 테이프	1EA	배선 임시 정리	
사용 장비	-		사용 공구	전동드릴, 육각렌치	
작업일	2022.05.19. (13:00~17:00)		작업자	박소윤(정), 박혜운(부), 오동욱(부)	
작업 방법	각 배선, 전자부품, 장치 간의 간섭이 없도록 위치를 잡아				
주의 사항	1. 연결 시 배선이 끊어지지 않도록 주의한다. 2. 배선이 다른 부품들과 간섭이 생기지 않도록 정리한다.				
검수 기준	배선의 연결이 각 장치마다 3cm 떨어져 있어야 한다.		검수 결과	-	
작업 사진					
특이사항	시간의 제약으로 인해 배선 정리를 절연 테이프로 일시적 처리함				

IX. 외장 아크릴 조립

Table 49 Exterior acrylic assembly process

	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
사용 부품	1	아크릴(8, 9)	각 1EA	제품의 외장	
	2	볼트(10)	8EA	외장 연결 부품	
	3	너트(11)	8EA	외장 연결 부품	
사용 장비	-		사용 공구	전동드릴, 육각렌치	
작업일	2022.05.16. (13:00~17:00)		작업자	임형태(정), 오동욱(부), 원정연(부)	
작업 방법	1. 프레임 위에 아크릴을 얹는다. 2. 볼트, 너트를 이용하여 체결한다.				
주의 사항	제결 시 아크릴에 손상이 가지 않도록 주의한다.				
검수 기준	조립 단차(허용오차: 1mm)		검수 결과	조립 단차(측정값: 0mm)	
작업 사진					
특이사항	-				

X. 작동확인

Table 50 Operation verification process

작업일	2022.05.24. (09:00~13:00)	작업자	임형태(정), 박소윤(부), 오동욱(부)
작업 방법	1. 세척솔이 잘 회전하는지 확인한다. 2. 초음파 센서, LED, 작동 및 중지 버튼이 잘 작동하는지 확인한다. 3. 메인 모터를 통해 축이 잘 회전하는지 확인한다. 4. 워터펌프를 작동시켜 노즐에서 소독액의 분사가 잘 이루어 지는지 확인한다. 5. 이물질이 바퀴에 묻혀 세척력을 시험한다. 6. 제품이 전체적으로 잘 작동하는지 사용자가 탑승하여 시연한다.		
주의 사항	1. 제품을 작동했을 때 탑승자가 다치지 않도록 안전에 유의한다. 2. 소독액을 분사할 때, 전선에 액체가 닿지 않도록 유의한다. 3. 다양한 각도에서 영상을 촬영한다.		
검수 기준	제품의 온전한 작동	검수 결과	제품이 문제없이 작동한다.
작업 사진			
특이사항	-		

실제제작

I. LED, on/off 스위치 연결

Table 51 LED, on/off switch connection process

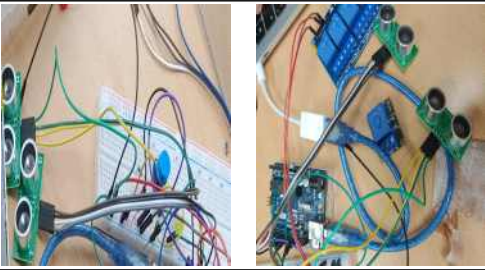
사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	아두이노 호환보드 (071)	1EA	제어부 시스템 제어	
	2	브레드 보드 (077)	1EA	회로 확장 및 연결	
	3	LED (056)	1EA	사용자의 안전을 위해 불빛을 통해 작동 가능 여부 확인	
	4	On/off 스위치 (055)	1EA	사용자가 기구 장치의 작동 여부를 조작할 수 있는 장치	
	5	전선 (060)	1EA	회로 구성	
사용 장비	-		사용 공구	-	
작업일	2022.04.20 (10:00~10:25)		작업자	박혜운	
작업 방법	1. 아두이노 보드의 5V핀과 GND핀을 브레드 보드에 +핀과 -핀에 전선을 이용하여 연결 2. LED, on/off스위치의 VCC핀과 GND 핀을 각각 브레드 보드의 +핀과 -핀에 전선을 이용하여 연결 3. LED 핀을 디지털 22번핀에 전선을 이용하여 연결. 버튼 핀을 디지털 23번핀에 전선을 이용하여 연결. "모든 과정 후 LED, on/off스위치의 작동 시험 시행"				
주의 사항	-				
검수 기준	1. 아두이노 전원 발광 2. 버튼 시리얼 넘버 1출력 3. 버튼을 누른 후 시리얼 코드에서 '0'의 도출 여부 4. LED 발광 여부		검수 결과	1. 아두이노 전원 발광 확인 2. 버튼 시리얼 넘버 1출력 확인 3. 버튼을 누른 후 시리얼 코드에서 '0' 도출 확인 4. LED 발광 확인	

작업 사진	
특이사항	-

II. 초음파센서 연결

Table 52 Ultrasonic sensor connection process

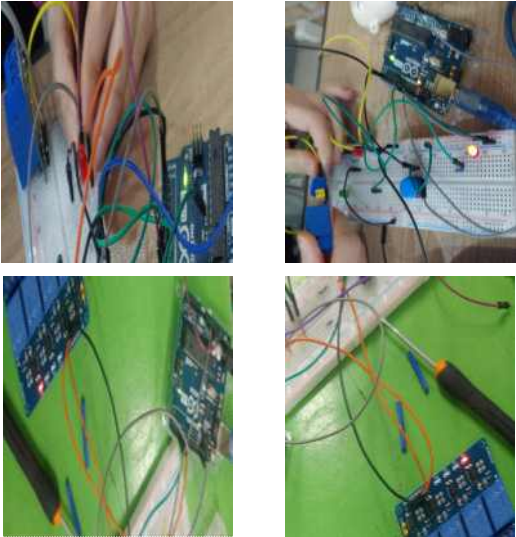
사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	아두이노 호환보드 (071)	1EA	제어부 시스템 제어	
	2	브레드 보드 (077)	1EA	회로 확장 및 연결	
	3	초음파 센서 (063)	1EA	휠체어가 완전히 기구장치에 올라가 있는지를 확인해줄 센서	
	4	전선 (060)	1EA	회로 구성	
사용 장비	-		사용 공구	-	
작업일	2022.04.27 (10:10~10:20)		작업자	박혜운(정), 박소윤(부)	
작업 방법	1. 초음파 센서의 VCC핀과 GND핀을 브레드 보드에 +핀과 -핀에 전선을 이용하여 연결 2. 초음파 센서 2개의 Trigo핀과 Echo핀을 각각 아두이노의 디지털핀 6~9번 핀에 전선을 이용하여 연결 후 시험시행				
주의 사항	-				
검수 기준	1. 초음파 센서의 시리얼 넘버 거리 값 0 출력 2. 초음파 센서의 시리얼 넘버 장애물에 따른 거리 출력		검수 결과	1. 초음파 센서의 시리얼 넘버 0 출력 확인 2. 초음파 센서 거리 출력 확인	

작업 사진	
특이사항	-

Ⅲ. 릴레이 제어 확인

Table 53 Relay control verification process

사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	아두이노 호환보드 (071)	1EA	제어부 시스템 제어	
	2	브레드 보드 (077)	1EA	회로 확장 및 연결	
	3	1채널 릴레이 모듈(072)	1EA	본 모터 제어 릴레이 스위치	
	4	4채널 릴레이 모듈(074)	1EA	세척부 모터, 워터펌프 제어 릴레이 스위치	
	5	전선 (060)	1EA	회로 구성	
사용 장비	-		사용 공구	-	
작업일	2022.04.27. (10:20~10:30) 2022.04.29.(1:00~1:10)		작업자	박혜운(정), 박소윤(부)	
작업 방법	1. 1채널 릴레이 모듈의 IN1핀을 아두이노 보드의 디지털 2번핀에 전선을 이용하여 연결 2. 1채널 릴레이 모듈의 VCC핀과 GND핀을 브레드 보드에 +핀과 -핀에 전선을 이용하여 연결 후 시험시행 "릴레이 작동 확인을 위한 시험 시행" 3. 릴레이 모듈의 IN핀을 아두이노 보드의 디지털 5번핀에 전선을 이용하여 연결 4. 릴레이 모듈의 VCC핀과 GND핀을 브레드 보드에 +핀과 -핀에 전선을 이용하여 연결 후 시험시행				
주의 사항	-				

검수 기준	1. 릴레이 상의 Input 1 발광 2. 버튼을 누른 후 릴레이를 통해 연결한 LED 발광 여부 3. 타 전선과의 혼선	검수 결과	1. Input 1 발광 확인 2. LED 발광 확인 완료 3. 혼선 여부 검사시 이상 없음 확인
작업 사진			
특이사항	-		

IV. 터미널 블록 연결

Table 54 Procution process of terminal block connection

사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	터미널 블록 (067)	1EA	여러 회로를 다른 회로로 연결해주는 커넥터	
	2	1채널 릴레이 모듈(072)	1EA	본 모터 제어 릴레이 스위치	
	3	220V 전원 플러그 (062)	1EA	220v 전압 공급 수단	
	4	전선 (061)	1EA	12V 회로 구성	
	5	전선 (058)	1EA	220V 전압 회로 구성	
	6	컨버터 (052)	1EA	입력전압인 220V 교류전압을 아두이노 보드의 사용 가능 전압인 12V 전압으로 출력	
사용 장비	-		사용 공구	니퍼, 드라이버, 절연테이프	
작업일	2022.04.27. (10:55~12:55)		작업자	박소운(정), 박혜운(부)	
작업 방법	1. 터미널 블록의 셋째칸을 릴레이 모듈의 NO핀과 전선을 이용하여 연결 2. 터미널 블록의 둘째칸과 넷째칸을 각각 컨버터의 N핀과 L핀에 전선을 이용하여 연결 3. 터미널 블록에서 첫번째, 두번째끼리 세번째, 네번째끼리 쇼트 단자로 연결 후 플러그의 파란색선은 터미널 블록의 둘째칸에 플러그의 갈색선은 터미널 블록의 셋째칸에 연결				
주의 사항	전선 합선에 대한 주의를 기울여야함				
검수 기준	1. 초음파 센서 인지 거리가 50 이내 2. 초음파 센서가 특정 거리	검수 결과	1. 47cm이내 확인 2. LED 발광 확인 2-1. 무동작 여부 확인		

	인지 후 LED 발광 2-1. 인지 못할 경우 LED, 버튼 무동작 여부 3. 버튼 작동 시 모터 가동 4. 타 전선과의 혼선		3. 버튼 작동시 가동 확인 4. 혼선 여부 검사 시 이상 없음
작업 사진			
특이사항	- 전선의 피복을 벗길 때 안전을 위해 Y단자의 필요성을 느낌 - 전선의 피복 벗기기의 시간 소요가 13분이상 초과됐으며 공작실 공구가 낡아 조심히 작업할 필요를 느낌		

V. AC모터(본 모터) 연결

Table 55 AC motor (main motor) connection process

사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	터미널 블록 (067)	1EA	여러 회로를 다른 회로로 연결해주는 커넥터	
	2	1채널 릴레이 모듈(072)	1EA	본 모터 제어 릴레이 스위치	
	3	AC 모터 (013)	1EA	주 동력원	
	5	전선 (058)	1EA	220V 전압 회로 구성	
사용 장비	-		사용 공구	니퍼, 절연테이프 드라이버	
작업일	2022.04.29. (1:40~3:50)		작업자	박소윤(정), 박혜운(부)	
작업 방법	1. AC 모터의 2번, 3번 전선을 터미널 블록의 첫째 칸에 전선을 이용하여 연결 2. 릴레이 모듈의 COM핀을 AC 모터의 2번 전선에 연결				
주의 사항	전선 합선에 대한 주의를 기울여야함				
검수 기준	타 전선과의 혼선		검수 결과	혼선 여부 검사 시 이상 없 음 확인	

작업 사진	
특이사항	- 전선의 피복을 벗길 때 안전을 위해 Y단자의 필요성을 느낌 - 전선의 피복 벗기기의 시간 소요가 13분이상 초과됐으며 공작실 공구가 낡아 조심히 작업할 필요를 느낌

VI. 서보모터(세척부 모터),워터펌프 연결

Table 56 Servo motor(cleaning part motor) and water pump connection process

사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	컨버터 (052)	1EA	입력전압인 220V 교류전압을 아두이노 보드의 사용 가능 전압인 12V 전압으로 출력	
	2	4채널 릴레이 모듈(074)	1EA	세척부 모터, 워터펌프 제어 릴레이 스위치	
	3	서보모터 (038)	1EA	주 동력원	
	4	워터펌프 (042)	1EA	소독액 분사 동력원	
	5	전선 (058)	1EA	220V 전압 회로 구성	

	6	전선 (060)	1EA	12V 전압 회로 구성	
사용 장비	-		사용 공구	니퍼, 절연테이프 드라이버	
작업일	2022.05.12. (1:00~4:00)		작업자	박혜운(정), 박소윤(부)	
작업 방법	1. 4채널 릴레이 모듈 2개의 COM핀을 모터 1개와 워터펌프 각각의 +극에 전선을 이용하여 연결 2. 컨버터 2개의 +극을 릴레이모듈 2개의 NO핀에 전선을 이용하여 각각 연결 3. 컨버터 2개의 -극을 세척부 모터 1개와 워터펌프 각각의 -극에 전선을 이용하여 연결 후 220V 플러그로 연결 후 "릴레이 작동을 위한 시험 시행"				
주의 사항	전선 합선에 대한 주의를 기울여야함				
검수 기준	1. 각 모터 +, -극 분리 연결 2. 일정거리 50cm[오차: 5cm]안으로 들어왔을때, LED 발광여부 3. 버튼을 누른 후 모터와 워터펌프의 작동여부		검수 결과	1.각 극 분리 연결 확인 2.일정거리 진입 후 LED 발광 확인. [47cm] 3.버튼을 누른 후 작동여부 확인	
작업 사진					
특이사항	-				

VII. 긴급정지 버튼 실행

Table 57 Process for executing the emergency stop button

	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
사용 부품	1	긴급정지버튼 (055)	1EA	사용자가 기구 장치의 작동 여부를 조작할 수 있는 스위치 사용 가능 전압인 12V 전압으로 출력	

	2	4채널 릴레이 모듈(074)	1EA	세척부 모터, 워터펌프 제어 릴레이 스위치	
	3	서보모터 (038)	1EA	주 동력원	
	4	워터펌프 (042)	1EA	소독액 분사 동력원	
	6	전선 (060)	1EA	12V 전압 회로 구성	
사용 장비	-		사용 공구	니퍼, 절연테이프	
작업일	2022.05.06. (09:00~11:15)		작업자	박혜운(정), 박소윤(부)	
작업 방법	긴급정지 버튼을 브레드 보드에 각가 전선을 이용하여 연결, 브레드 보드에서 아두이노 보드의 디지털 13번 핀에 연결 "긴급 정지 버튼을 이용한 시험 시행"				
주의 사항	-				
검수 기준	장치 가동 중 긴급정지버튼 누를 시 모든 작동 모터 정지 [작동 delay: 7초 이내]		검수 결과	긴급정지 버튼 누를 시 [delay: 4~5초]	
작업 사진					
특이사항	-				

VIII. 소독부 호스 연결

Table 58 Disinfection hose connection process

사용 부품	순번	부품명 (부품번호)	수량	설명	그림
	1	워터펌프 (042)	1EA	소독액 분사 동력원	

	2	10mm 호스 (044)	1EA	소독액 분사 시 소독액의 이동 경로에 사용될 호스	
	3	6mm 호스 (044)	1EA	소독액 분사 시 소독액의 이동 경로에 사용될 호스	
	4	T자 피팅 (047)	1EA	소독액 분사 동력원	
	5	일자피팅 (045)	1EA	액체 분사 시 워터펌프의 10mm 출구와 6mm호스의 연결을 위한 피팅	
	6	L자 피팅 (046)	1EA		
사용 장비	-		사용 공구	-	
작업일	2022.05.12. (1:00~5:00)		작업자	박소윤	
작업 방법	긴급정지 버튼을 브레드 보드에 각가 전선을 이용하여 연결, 브레드 보드 에서 아두이노 보드의 디지털 13번 핀에 연결 "긴급 정지 버튼을 이용한 시험 시행"				
주의 사항	-				
검수 기준	장치 가동 중 긴급정지버튼 누를 시 모든 작동 모터 정 지 [작동 delay: 7초 이내]		검수 결과	긴급정지 버튼 누를 시 [delay: 4~5초]	
작업 사진					
특이사항	-				

8. 설계비용 및 경제성

8.1 설계비용

Table 59 Part list

부품	모델명	단위가격	개수	가격	실 구매처
후륜측구동롤러	롤러 우레탄 두께선택형 키홈볼이 스트레이트형	₩45,576	2	₩91,152	Misumi
후륜측중동롤러	우레탄 파이프 롤러베어링볼이	₩70,854	2	₩141,708	Misumi
전륜측구동롤러	롤러 우레탄 두께선택형 키홈볼이스트레이트형	₩45,576	2	₩91,152	Misumi
전륜측중동롤러	우레탄 원웨이 클러치 볼이파이프롤러	₩104,333	2	₩208,666	Misumi
모터	삼양MAX 2단상기어드 1/2HP	₩282,920	1	₩282,920	Motor mart
세척모터	RA35GM07TYPE(12V)	₩21,450	2	₩42,900	Motor mart
원웨이 클러치베어링	원웨이 클러치	₩22,687	2	₩45,374	Misumi
전륜측 구동측 베어링 홀더	베어링홀더세트더블 스냅링볼이L치수선택	₩30,640	2	₩61,280	Misumi
후륜측 중동측, 전륜 중동측 샤프트 홀더	샤프트홀더 플랜지형슬릿 (정밀주조품)	₩9,092	4	₩36,368	Misumi
모터측 베어링 홀더	베어링홀더세트 T형 높이선택타입	₩32,547	1	₩32,547	Misumi
세척솔 모터측 베어링 홀더	베어링홀더세트 T형 높이선택타입	₩26,881	2	₩53,762	Misumi
우노보드	아두이노 우노 Uno R3 SMD 호환보드	₩5,400	1	₩5,400	에듀이노
relay switch	아두이노 1채널 5V 릴레이 모듈 / Arduino Relay Module	₩1,100	1	₩1,100	에듀이노
motor driver	아두이노 모터 드라이버 2A L298N / Arduino Motor driver	₩2,500	3	₩7,500	에듀이노
AC-DC converter	industrialfield small size led switch power supply 120w 12v 10a power supply ms-120-12 min	₩94,000	1	₩94,000	11번가
타이밍 폴리 (후륜-모터측)	ATPA17H200-A-N25	₩42,010	1	₩42,010	Misumi
타이밍 폴리 (후륜측)	ATPA24H200-A-N25	₩65,960	1	₩65,960	Misumi
타이밍 폴리 (전륜측)	ATPA16H100-A-N20	₩30,670	1	₩30,670	Misumi
타이밍 폴리 (전륜-모터측)	ATPA32H100-B-N25	₩73,110	1	₩73,110	Misumi
타이밍 고무벨트 (후륜-모터측)	225H200	₩74,280	1	₩74,280	Misumi

부품	모델명	단위가격	개수	가격	실 구매처
타이밍 고무벨트 (전륜-모터축)	320H100	₩39,120	1	₩39,120	Misumi
S45C 축 (후륜 구동축)	NSFMKR25-995-KA80-A20-K B760-B20-KC974.6-C20	₩60,307	1	₩60,307	Misumi
S45C 축 (후륜 종동축)	NSFMR20-836	₩30,932	1	₩30,932	Misumi
S45C 축 (전륜 구동축)	NSFMKR20-931.4-KA75-A20- KB755-B20-KC911.4-C20	₩40,724	1	₩40,724	Misumi
S45C 축 (전륜 종동축)	NSFMR25-931.4	₩49,314	1	₩49,314	Misumi
S45C 축 (모터 연결축)	NSFMKR25-166.2-KA41.7-A2 0-KB99.8-B20	₩19,636	1	₩19,636	Misumi
키 (후륜 구동축)	KES8-20	₩4,765	3	₩14,295	Misumi
키 (전륜 구동축)	KES6-20	₩4,399	3	₩13,197	Misumi
키 (모터 연결축)	KES8-20	₩4,765	3	₩9,530	Misumi
노즐	쿨링포그 안개분사 노즐 0.2mm	₩2,900	2	₩5,800	알리원정대
호스	PVC 6mm 호스 1m	₩330	2	₩660	알리원정대
호스 피팅	원터치 T자 피팅 6mm	₩810	1	₩810	알리원정대
호스 피팅	원터치 L자 피팅 6mm	₩700	2	₩1,400	알리원정대
호스 피팅	레두사 10-6 피팅	₩1,400	1	₩1,400	알리원정대
테프론테이프	테프론테이프	₩500	1	₩500	알리원정대
워터펌프	워터펌프 80W	₩29,000	1	₩29,000	쿠팡
롤러 브러쉬	B21-PR-E10N03	₩88,000	2	₩166,000	브러쉬 21
일자형 브러쉬	B21-PS-AN015	₩12,380	2	₩24,760	Ali express
에탄올 수용액	[케어팜]소독용 에탄올 1L	₩3,680	1	₩3,680	imarket
초음파 센서	아두이노 초음파센서 HC-SR04 브라켓	₩2000	1	₩2000	에듀이노
on/off switch	푸쉬락 ON OFF 스위치 최대 1A 원형	₩400	2	₩800	쿠팡
프레임	폴리카보네이트 렉산 평판 60cm x 15cm, 두께 10mm	₩13,909	1	₩13,909	아크릴몰
	폴리카보네이트 렉산 평판 65cm x 15cm, 두께 10mm	₩15,091	2	₩30,182	아크릴몰
	폴리카보네이트 렉산 평판 65cm x 60cm, 두께 10mm	₩60,273	1	₩60,273	아크릴몰
	폴리카보네이트 렉산 평판 90cm x 80cm, 두께 12mm	₩133,544	1	₩133,544	아크릴몰
	폴리카보네이트 렉산 평판 80cm x 10cm, 두께 20mm	₩29,091	2	₩58,182	아크릴몰
	폴리카보네이트 렉산 평판 90cm x 10cm, 두께 20mm	₩32,727	2	₩65,455	아크릴몰
	삼나무 12T 목재재단 집성목	₩21,230	2	₩42,460	아이베란다 주식회사

최종가격: 2,399,729원

8.2 경제성

건강보험심사평가원 기준 병상 수가 많은 상위 5위에 해당하는 요양병원의 평균 병상 수는 309병상이며 하위 5위에 해당하는 요양병원의 평균 병상 수는 55병상에 해당한다. 2021년 기준 정부 지원 수동 휠체어의 가격이 480,000원⁽¹⁶⁾ 이므로 실내·외 휠체어의 수를 동일하게 구입한다 했을 때, 병상 수 상위 5위에 해당하는 요양병원의 평균 수동 휠체어 초기 부담 가격은 약 2억 9644만원에 해당한다. 하위 5위에 해당하는 요양병원의 평균 수동 휠체어 초기 부담 가격은 5280만원에 해당한다.

Table 60 The top and bottom five hospital beds in public nursing hospitals

지 역	별상 수 상위 5개소		지 역	별상 수 하위 5개소	
경북	안동노인전문 요양병원	361병상 - 전문의 9명 - 한의사 4명	전북	율전군의료원 요양병원	67병상 - 전문의 2명
서울	강남구립 행복요양병원	307병상 - 전문의 7명 - 일반의 1명 - 한의사 1명	경북	진도군 노인전문요양병원	66병상 - 전문의 1명 - 한의사 1명
경북	경북도립 경산노인전문 요양병원	299병상 - 전문의 7명 - 한의사 2명	전남	충청남도도립 홍성노인전문병원	50병상 - 전문의 2명 - 일반의 1명
경남	시립마산 요양병원	299병상 - 전문의 5명 - 일반의 1명 - 한의사 3명	전남	충청남도도립 서산노인전문병원	49병상 - 전문의 2명 - 일반의 1명
경남	경상남도립 사천노인전문병원	279병상 - 전문의 5명 - 한의사 2명	경북	율동군 노인전문요양병원	42병상 - 전문의 1명

출처: 건강보험심사평가원(2019.12.31.기준)

하지만 본 기기는 2,399,729원의 가격으로 실내·외 휠체어의 구분을 없앨 수 있으며 이는 요양병원에서 실외 휠체어 5개(총 2,400,000원)를 구매한다 가정했을 때도 경제적 이익을 볼 수 있다. 실제 요양병원은 이보다 더 많은 실외 휠체어를 가지기 때문에 더 큰 경제적 이익 효과를 기대할 수 있다. 또한, 사용자가 실외 휠체어를 사용하기 위해서는 실내·외 휠체어를 변경하는 과정에서 탑승을 도와줄 인력이 필요하며 실외 휠체어의 사용으로 인해 실내 바닥이 오염되어 이를 청소할 인력이 필요하다. 하지만 본 기기를 사용함으로써 실내·외 휠체어의 구분이 없어지며 일주일 주기의 필터만을 교체할 인력으로 대체되면서 기존의 필요한 인건비가 절감될 수 있을 것이라 기대한다.

9. 결과 및 토의



Fig. 91 Front of the final prototype

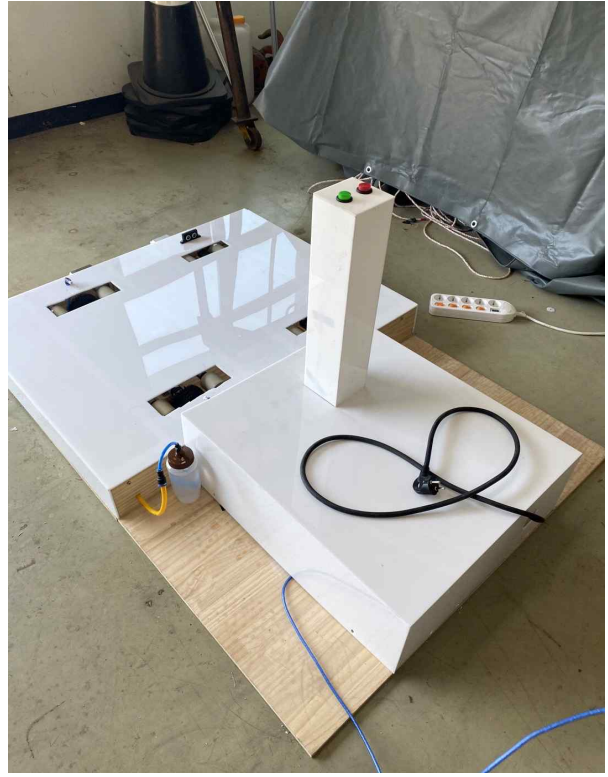


Fig. 92 The side of the final prototype

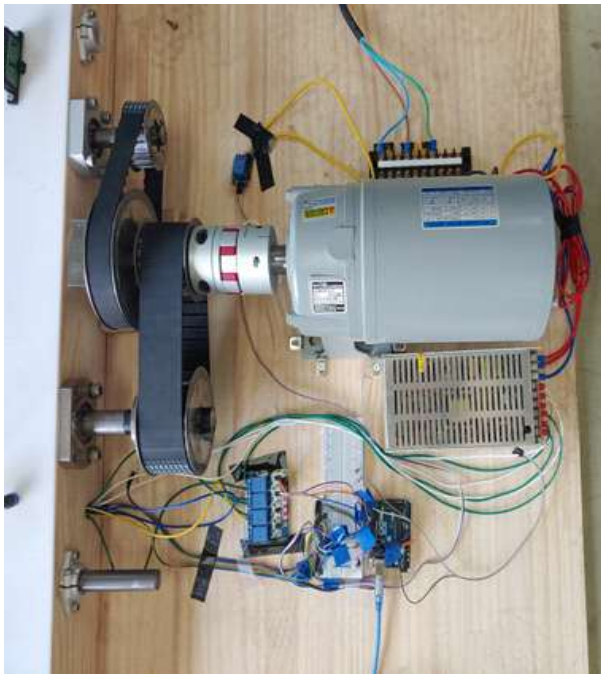


Fig. 93 Wiring and motor configuration

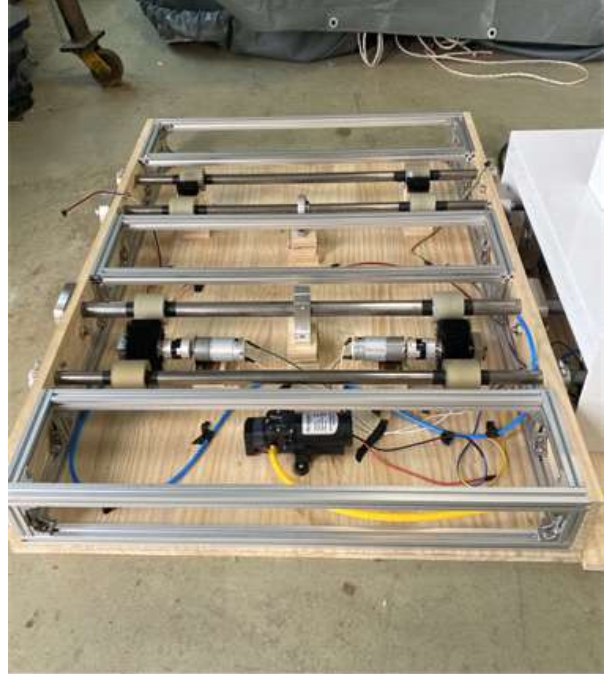


Fig. 94 Inside the frame

9.1 시제품 제작 및 결과

본 장치는 사용자가 휠체어에 탑승한 채로 세척 장치에 위치한 후 시작 버튼을 누르면 장치가 휠체어의 전륜, 후륜을 모두 회전시켜 바퀴를 세척해 준다. 또한 바퀴가 회전하는 동안 핸드림에 소독액을 분사하여 이를 소독시켜 준다. 휠체어의 진입 방향과 퇴장 방향은 동일하고, 세척을 8초 동안 진행한 후 장치가 작동을 중지하며 긴급 상황 시 강제 종료 버튼을 이용해 장치를 종료할 수 있다. 또한 안전을 위해 초음파 센서로 휠체어가 장치의 구동부에 위치한 것을 인식해야만 장치가 작동될 수 있도록 설계하였다.

제품을 크게 구동부, 세척부, 소독부로 나누었으며 상세 설계를 통해 제품의 각 부품을 선정하였고 역학적 해석을 통해 안정성에 대해서 검사하였다. 본 제품이 가진 특징은 아래와 같다.

- ① 자동으로 후륜을 세척시킨다
- ② 모든 바퀴의 세척이 가능하고, 휠체어가 진행 방향으로 진입 및 퇴장한다.
- ③ 자동으로 핸드림을 소독한다.
- ④ 휠체어가 위치하고, LED가 켜져야만 스위치를 눌러 작동시킬 수 있다.
- ⑤ 비교적 단시간에 세척이 가능하다.
- ⑥ 가격이 비교적 저렴하다.

시작품 제작을 통해 “수동 휠체어 사용자가 직접 구동하기에 무리가 없는 탑승 및 작동 방식을 가지고, 10초 안에 오염물이 묻은 바퀴를 98% 세척하며, 미세한 입자의 소독액을 분사하여 핸드림을 소독한다” 라는 초기 설계 목표에 부합하는 성능을 가질 것으로 기대할 수 있었으며, 완성된 시작품을 통해 목표한 세척율을 검증이 가능했다. 세척율 검증 과정은 아래 내용과 같다.

9.2 휠체어 휠 세척율 검증

[검증 방법]

- 1. 실험자가 세척솔이 10mm정도 눌리게 외력을 주어 후륜에 접촉시킨다.
- 2. 1의 상태에서 후륜을 한 바퀴 돌려준다.
- 3. 세척 전, 후의 이물질 무게를 측정해서 이물질 제거율을 계산한다.
- 4. 위의 과정을 반복해서 진행한다.

[Before the experiment]



Fig. 95 Before rear wheel cleaning

[After the experiment]



Fig. 96 After rear wheel cleaning

실험결과

세척솔이 후륜을 한 번 쓸고 갈 때 50% 이상 이물질이 제거되는 것을 확인하였다.

9.2.1 후륜 세척의 정도 계산

후륜은 휠체어의 부착된 두 쌍의 바퀴 중 지름이 큰 바퀴 한 쌍을 의미한다.

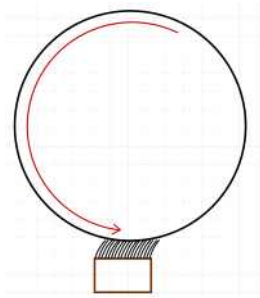


Fig. 97 Experimental cleaning method

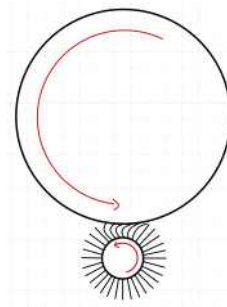


Fig. 98 Cleaning method of this device

$$(\text{실험에서의 일률}) = (\text{후륜과 세척솔의 접선력 } P) \times (\text{후륜의 속도 } v_{\text{wheel}})$$

$$= (0.98N) \times (0.305m/s) \\ = 0.2989W$$

$$(\text{기기에서의 일률}) = (\text{후륜과 세척솔의 접선력 } P) \times (\text{후륜과 세척솔의 상대속도 } v_{\text{wheel-brush}})$$

$$= (0.98N) \times \{(0.305 + 1.555) m/s\}$$

$$= 1.8228W$$

본 기기에서는 같은 시간동안 실험보다 약 6배 정도의 일을 하고 구동시간 동안 이물질 제거율은 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} (\text{이물질 제거율}) &= (1 - 0.5^6) \\ &= 0.984 \\ &= 98.4\% \end{aligned}$$

기기를 실제 설계 시, 후륜과 세척솔의 접선력을 크게하여 이물질 제거율을 더 올릴 수 있으므로 실제 이물질 제거율은 위의 계산 값보다 더 클 것이라 기대된다.

9.2.2 전륜 세척의 정도

보조 바퀴인 전륜 쪽은 세척솔이 고정되어있고 전륜만 회전한다. 구동 시 후륜이 한 바퀴 회전할 때 전륜은 약 9바퀴 회전을 한다. 전륜의 이물질 제거율도 후륜 측보다 세척이 잘될 것으로 기대된다.

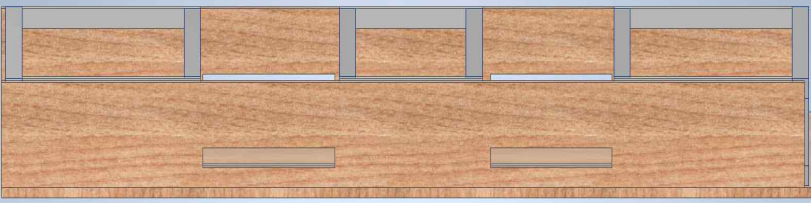
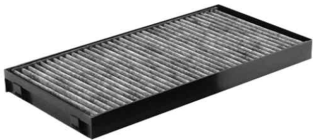
9.2.3 세척 방식에 따른 문제점과 해결방안

롤러가 부착된 장치 내 네 축은 두 축씩 묶여 전륜, 후륜을 회전시킨다. 후륜을 굴리는 두 축 사이에는 회전하는 세척 솔이, 전륜에는 고정 세척 솔이 위치하고 있다. 장치를 작동시키면 축이 휠체어의 네 바퀴를 회전시키고 휠과 맞닿은 세척 솔이 바퀴를 세척하게 된다.

단, 이러한 세척 과정에서 크고 작은 돌이나 오염물이 본 장치 내로 떨어질 위험이 있다. 이를 방지하고자 박스 형태의 촘촘한 거름망을 장치 윗부분에 밀착 부착하여 오염물을 수거하도록 한다. 이때 거름망은 장치 내 폴리, 축, 배선의 방해하지 않도록 제작된다. 탈부착 형태로 제작된 거름망은 주기적으로 교체 관리되며 거름망 교체 주기는 장치가 설치되는 시설에 따라 차등 관리된다. 거름망의 최대 수용 무게는 1Kg이다. 수용 환자가 300명인 요양 시설의 휠체어 사용자가 많은 날 최소 한 번 외출한다는 가정 아래 휠체어 한 번 세척 시 발생하는 오염물 무게 평균이 1.5g이므로 $1000(\text{최대수용무게}) / (90(\text{사용 인원}) \times 1.5(\text{오염물 무게})) = 7.4(\text{최대수용까지 걸리는 기간})$ 계산을 통해 최소 교체 기간을 일주일로 권장한다.

$$\frac{1000(\text{최대 수용 무게})}{90(\text{하루 사용 인원}) \times 1.5(1\text{회 사용 당 평균 오염물 무게})} = 7.4$$

Table 61 Example of installing a filter

필터 위치 설계	필터
	

- ※ 필터 위치는 축, 롤러, 모터홀더, 샤프트홀더와 간섭이 발생하지 않게 설정
- ※ 필터는 가격이 저렴한 기존 상용품으로 대체

9.3 기대효과 및 활용방안

기대 효과

- ① 노인이나 장애인이 혼자서도 후륜을 세척 할 수 있다.
- ② 병원이나 양로원 등 대형 양로 시설에서 사용한다면, 휠체어를 실내용 실외용으로 분리할 필요가 없어진다. 따라서 편의성, 경제성 문제를 개선할 수 있다.
- ③ 휠체어를 이용할 때 손이 닿는 부분이 핸드립인데, 이 부분을 살균해줌으로써 각종 세균이나 바이러스에 의한 감염을 방지할 수 있다.
- ④ 어린아이나 노인분들이 장치 위에 올라가도 장치가 작동하지 않아서 오작동으로 인한 인명피해를 최소화할 수 있다.
- ⑤ 타 제품에 비해 같은 시간당 더 많은 휠체어를 세척 할 수 있다. 따라서 이용자가 많은 대형시설에서 사용하기에 적합할 것이다.
- ⑥ 목표 시장에서 가격 경쟁력을 가질 수 있다.

본 장치는 일주일 주기로 필터를 교환함으로 수용 환자가 300명인 요양 시설의 휠체어 사용자가 건물을 출입할 때 드는 수고를 삭제한다. 따라서 휠체어 사용자 개인과 더불어 병원 관리자는 휠체어 사용자의 거동이 불편하기에 항상 대기해야 했던 인력을 절감하고 휠체어 바퀴가 실내를 더럽히므로 발생하는 추가적인 청소비용 절감이 가능하다.

9.4 구동영상

영상 링크: <https://youtu.be/c1H1DvM8gY8>

10. 결론

본 프로젝트에서 고안한 ‘게이트 타입 휠체어 바퀴 세척 및 핸드림 소독 장치’는 건물 입구에 설치되어 거동이 불편한 사용자도 휠체어의 세척, 소독을 간편하게 진행할 수 있도록 제작되었다. 사용자가 휠체어에 탑승한 채로 장치에 위치하면 자동으로 휠체어의 바퀴를 세척하고 핸드림을 소독해준다. 휠체어 바퀴의 세척을 위한 별도의 행위가 필요 없도록 자동으로 바퀴를 세척해주기 때문에 거동이 불편한 노인, 환자가 간편하게 휠체어의 청결을 유지할 수 있다. 버튼을 사용하여 간단하게 장치의 동작을 제어하며 안전을 고려해 휠체어 바퀴가 작동 위치에 정확히 위치해야만 장치를 작동시킬 수 있도록 설계했다.

본 세척 장치는 간편한 세척뿐만 아니라 10초 내외라는 빠른 작동시간, 95% 이상의 높은 이물질 제거율을 자랑한다. 또한 휠체어 바퀴의 세척과 동시에 핸드림을 소독해 줌으로써 사용자가 각종 세균 혹은 바이러스에 감염되는 것을 방지한다. 장치는 기본적으로 매립형으로 제작되었으며 매립이 불가능할 시 장치의 양 끝단에 경사로를 부착하여 사용할 수 있도록 제작했다. 장치의 규격을 최소화하여 설치가 용이하고 경사로를 통한 이동이 원활하게 이루어지도록 설계했다. 설계를 마친 후에는 시제품의 제작을 통해 제품의 기능을 실제로 점검해 보았다.

이러한 이점들로 인해 대형 병원 및 요양원과 같이 휠체어 사용자가 많고 청결이 중요한 건물에 사용되기 적합하다. 해당 시설들은 이용객의 대부분이 노인, 환자이기 때문에 감염에 취약하고 청결 관리가 더욱 강조된다. 따라서 본 장치를 통해 휠체어를 빠르고 간편하게 세척함으로써 건물의 청결도를 유지하는데 이바지할 수 있다. 또한 실내, 실외용 휠체어를 구분해서 사용하는 시설의 경우 높은 세척력을 가진 본 제품을 사용한다면 다량의 휠체어를 구비하는데 발생하는 경제적 손실 문제를 개선할 수 있다. 추가적으로 외출 후, 휠체어의 오염으로 인해 발생하는 휠체어의 관리, 실내의 청소에 필요한 인력을 절감할 수 있다.

코로나19 사태로 인해 소독에 대한 소비자들의 관심도가 나날이 높아지고 있지만, 현재 휠체어 세척 장치 시장에 휠체어의 세척과 소독을 동시에 수행하는 세척 장치는 존재하지 않는다. 또한 본 세척 장치는 타 제품에 비해 동일 시간 대비 더 많은 휠체어를 세척할 수 있으며, 기존에 존재하는 설치형 제품에 비해 저렴하다는 이점이 있다. 고령화, 감염병 문제에 관한 논의가 나날이 강조되는 만큼 휠체어의 바퀴를 세척하고 핸드림 소독을 수행하는 ‘게이트 타입 휠체어 바퀴 세척 및 핸드림 소독 장치’가 대형 의료시설에 반드시 비치해야 할 필수적인 장치로 규정되는 날이 올 것이라 기대된다.

후 기

해당 작품은 단국대학교 ‘Winter Making School 2021’의 재원으로 LINC+ 혁신선도대학사업단의 지원을 받아 제작되었음. 또한 단국대학교 ‘캡스톤디자인 시제품 제작비 지원사업’의 재원으로 공학교육혁신센터의 지원을 받아 제작되었음.

참고문헌

- (1) Jung. C. P, Shin. D. H. Lee. S. H. Jin. S. H and Yang. S. H., 2015, ‘Study for the Behavior Simulation of the Clutch Bearing’, Korean Society for Precision Engineering, pp. 705-706
- (2) ANAE ASAHARA and SUMIKO YAMAMOTO, 2007, ‘A Method for the Determination of Center of Gravity during Manual Wheelchair Propulsion in Different Axle Positions’, Journal of Physical Therapy Science, Vol. 19, No. 1, pp. 57-63
- (3) Samyangmotor’s Product Guide, MAX2 Geared Motor, Horizontal type, No.1858,
http://www.samyangmotor.co.kr/home/Minutely.html?goods_id=1858
- (4) MiSUMi, The Catalog of Roller Brush,
<https://kr.misumi-ec.com/vona2/detail/110302401370/?KWSearch=%eb%b8%8c%eb%9f%ac%ec%8b%9c&searchFlow=results2products>
- (5) MiSUMi, Selection of Synchronous Belt Drives, pp. 2627-2644,
https://kr.misumi-ec.com/pdf/fa/2013/p2627_to_p2043.pdf
- (6) Jung. N. Y, Mechanical Engineering Design, Hakjin Books, 2018, pp. 701-707
- (7) Jung. N. Y, Mechanical Engineering Design, Hakjin Books, 2018, pp. 320
- (8) Jung. N. Y, Mechanical Engineering Design, Hakjin Books, 2018, pp. 358-428
- (9) the engineering toolbox, Factors of Safety,
https://www.engineeringtoolbox.com/factors-safety-fos-d_1624.html
- (10) MiSUMi, The Catalog of Roller Brush,
<https://kr.misumi-ec.com/vona2/detail/110302401370/?KWSearch=%eb%b8%8c%eb%9f%ac%ec%8b%9c&searchFlow=results2products>
- (11) Motormart, Product details,
http://www.motormart.co.kr/product/detail.html?product_no=788&cate_no=649&display_group=1
- (12) MiSUMi, Product Figure,
<https://kr.misumi-ec.com/vona2/detail/221005304704/?CategorySpec=00000158103%3a%3aa>
- (13) WIKIPEDIA, “viscosity coefficient of ethanol”, <https://ko.wikipedia.org/wiki/%EC%A0%90%EC%84%B1>
- (14) Roseller Sunga, Solutions For Technicians, Density and Concentration Calculator for Mixtures of Ethanol and Water at 20°C, <https://www.handymath.com/cgi-bin/ethanolwater3.cgi?submit=Entry>
- (15) Alifelllow, Product details and Figure, <https://smartstore.naver.com/alifellow/products/4513420682>
- (16) Lee. B. N., “Do not use an electric wheelchair that is damaged by elevator” Eye contact“, Ablenews, 2021.12.10.,
<http://m.ablenews.co.kr/News/NewsContent.aspx?CategoryCode=0014&NewsCode=001420211210114314290371>