

대한기계학회 주선

제9회 전국학생설계경진대회(2019년)

설계 최종 보고서

참가부	고등부 () / 대학부 (●)				
참가분야	공모주제 () / 자유주제 (●)				
참가팀명	PLUMBERS				
설계제목	PCR (Pipe Cleaning Robot)				
지도교수/교사	((소속)단국대학교기계공학과 (성명)지성철 (연락처)(이메일) scjee@dankook.ac.kr				
대표자 (신청인)	성명	소속	연락처 (휴대폰)	E-mail	주소
	심정원	공과대학 기계공학과		ruqsirh@naver.com	

참가팀원 인적사항

NO	성명	소속 / 학년	E-MAIL
1	심정원	공과대학 기계공학과 4학년	ruqsirh@naver.com
2	김영진	공과대학 기계공학과 4학년	deminam1@naver.com
3	노상준	공과대학 기계공학과 4학년	sjnoh1234@gmail.com
4	이인찬	공과대학 기계공학과 4학년	dlscksaos@naver.com
5	이창수	공과대학 기계공학과 4학년	dlckdtn321@gmail.com

설계 요약문

참가분야	공모주제 (●) / 자유주제 ()
참가팀명	PLUMBERS
설계제목	PCR (Pipe Cleaning Robot)
대표자명	심정원
요약문	<p>공장들이 운영되며 기계를 생산하고, 주변을 둘러보면 기계를 쉽게 찾아볼 수 있는 산업 시대에 살고 있다. 이러한 시대에서 파이프의 역할은 다양하고 그만큼 중요하다. 특히 파이프는 도시가스관, 상하수도, 석유화학 플랜트 관, 열병한 발전소 등에서 살펴볼 수 있다. 하지만 가연성 가스와 같은 위험한 물질이 내부를 유동하는 배관 등에 있어서, 파이프의 파손은 수많은 인명 및 재산의 손실과 자연환경 파괴의 원인이 된다. 배관 탐사 로봇이 개발되었지만, 이러한 손실을 막기에는 역부족이다. 본 보고서는 배관 탐사 로봇에 더해 배관 속 이물질 및 화학물질을 청소할 수 있는 배관 탐사 로봇 설계에 관한 내용을 담았다. 기계공학과에서 배울 수 있는 정역학, 재료역학 및 동역학의 내용을 기초하여 설계하였고, 카메라, 액츄레이터 및 센서를 제어할 수 있는 wemos에 코딩을 업로딩 하여 동작하도록 했다. 배관 탐사 로봇의 설계 목표는 $\phi 220 - \phi 290$ 사이 직경의 파이프에서 동작 및 청소할 수 있고, elbow 및 branch에서의 운동도 가능하다. 배관 탐사 로봇의 개발은 파이프의 파손으로 인한 인명 및 자연환경 파괴를 줄일 수 있음을 기대한다.</p>

PCR (Pipe Cleaning Robot)

심정원* · 김영진** · 노상준** · 이인찬** · 이창수**
*단국대학교 기계공학과 · **단국대학교 기계공학과

JeongWon Shim*, YoungJin Kim**, SangJun Noh**, InChan Lee**, ChanSu Lee**

* Mechanical Engineering, Dankook University

** Mechanical Engineering, Dankook University

Key Words: Orbital Forming(오비탈 성형), Axisymmetric Model(축대칭 모델), Explicit Finite Element Method(외연적 유한요소법)

초록:

Abstract: In this paper, we introduce a robot which cleans and inspects urban fluid pipelines. Considering its functions, We named it PCR(pipe cleaning robot). This robot can freely move along diverse pipelines such as straight line, elbow line, branch line and Vertical pipelines. Moreover, our robot has three independent spring system so it can be adapted in any pipe diameters along . Especially, three independent spring systems provide outstanding mobility in navigation that is a prerequisite characteristic in fluid pipelines by using steering mechanism.

1. 서론

배관의 내부 검사용 이동 로봇은 이동 방법에 따라 보행형, 바퀴형, 무한궤도형 등으로 분류된다. 평평한 배관에서 효율적인 이동을 보여주며 주행 시 많은 에너지를 필요로 하지 않는 바퀴형 이동 로봇이 널리 사용되고 있다. 본 발명품 역시 바퀴형 이동 로봇을 사용하고 있고 한 쌍의 몸체가 조향장치인 이중 능동 유니버설 조인트로 연결되어 있다. 이러한 구동은 전, 후방에 위치한 카메라 장치로 상황을 파악하며 작동하게 된다.

시각 인식시스템 관련 지능형 로봇산업의 경우 차세대 성장 동력산업의 일환으로 국가적으로 인프라 조성과 함께 정책적으로 매우 큰 지원을 받아 추진하는 것이 무엇보다도 큰 장점이 되고, 최근 국내 연구개발도 급증하고 있는 추세이다. 특히, 배관관련 청소로봇의 출원 건수는 점점 증가하고 있다. 반면에 약점으로는 주요 부품의 해외 의존도가 높으며, 표준화 작업도 미흡하다. 그러나 배관용 로봇과 같은 시각인식 지능형 로봇의 경우는 극한용 및 군사용 등 다목적으로 사용 가능하여, 그 응용의 범위가 넓어지고 있는 것으로 매우 좋은 기회가 된다.

◎주제선정

기계공학 전공지식을 활용하여 우리 사회에 필요한 설계를 한 후 제작을 진행한다. 이 때 사용되는 기계공학 지식은 재료역학, 기구학, 유체역학, 메카트로닉스 등 다양한 과목의 내용을 포함하도록 한다. 위의 내용에 부합하도록 배관 청소 로봇을 설계주제로 선정하여 실제 플랜트에서 사용되는 배관의 유지보수에 기여할 수 있도록 한다.

본 기술이 적용되는 배관탐색용 로봇과 같은 지능형 로봇시스템에서 중요한 것 중 하나로 시각 인식

시스템을 들 수 있는데, 센서 Vision Ship 기술에 의해 의료, 미디어, 항공, 통신 분야 등 적용범위가 점점 확대되고 있다. 이러한 산업의 환경은 조금씩 다르지만 대체로 요약하면 다음과 같다.

첫째, 주요 부품을 해외에 의존하는 경우가 많아 원료 수급의 불안정으로 공급자의 교섭력이 높은 것으로 판단된다.

둘째, 유럽 및 미국, 일본 등 주요 무역 상대국의 경우, 이미 이 분야의 원천기술 및 관련 부품의 개발 수준이 우리나라보다 높아 수출할 경우, 대상 국가와의 기술 수준 차이로 거래가 쉽지 않고 요구사항이 많을 것으로 예측되어 구매자의 교섭력이 낮은 것으로 판단된다.

셋째, 극한용, 탐사용, 군사용 등 응용범위의 확대에 따라 중소기업 중심으로 대기업과의 연계를 통해 경쟁체제를 함께 이루어 가려고 시도하고 있다.

넷째, 현재 국내외적으로 관련 특허의 출원이 계속 늘고 있는 상황이어서 잠재적 진입자의 진입가능성은 높은 것으로 판단된다.

마지막으로 지속적인 국내의 기술개발로 대체재 출현의 가능성은 배제하기 어렵지만, 현재로서는 어느 정도 대체재의 위협은 낮은 편으로 판단된다.

◎시장 분석

배관 탐사용 로봇의 경우 배관 이상 유무 판단을 목적으로 하기 때문에 배관 내 자유로운 이동과 목적물을 빠르고 정확하게 인식하는 일이 중요하다. 따라서 센서는 로봇시스템에 있어서 매우 중요한 목적을 수행하기 위해 존재한다고 볼 수 있다. 배관탐색용 로봇의 경우는 지하에 매설되어 있는 상하수도 및 각종 산업 파이프를 고려하면 이미 시장은 형성되어 있다고 볼 수 있으며, 적절한 시기에 교체해야 할 중요한 배관의 경우는 이와 같은 로봇의 필요성이 더욱 증대될 것으로 보인다.

더욱이, 기존의 도시가스관, 상하수도, 석유화학 플랜트관, 열병합 발전소에 사용되는 증기관 등은 우리 생활에서 보편적으로 사용되고 있다. 특히 가연성 가스와 같은 위험한 물질이 내부를 유동하는 배관 등에 있어서, 이들의 파손에 따른 재해는 수많은 인명 및 재산의 손실과 자연환경의 파괴를 야기할 수 있다. 따라서 배관설비는 설계, 시공, 운전뿐만 아니라 시간의 경과와 환경의 변화에 따른 성능의 저하를 항상 검사 및 진단하여 설비의 안전성을 확보하여야 한다.

우리나라 로봇 부품·부분품 국산화율 추이

(단위: 억 원)

구분	2011	2012	2013	2014	2013년 대비 증감
생산액 a	1,909	1,829	2,223	3,409	53.3%
수출액 b	79	120	207	265	28.3%
수입액 c	1,877	1,627	2,354	1,978	-16.0%
순 내수규모 d = a-b+c	3,707	3,336	4,370	5,122	17.2%
국산화율 a-b/d	49.4%	51.2%	46.1%	61.4%	-

* 2014 로봇산업실태조사, 한국로봇산업진흥원(15. 10월) 재정리

Fig. 1 Localization rate of robot parts in Korea¹⁾

과거 산업용 로봇은 센서류를 포함하여 모터, 감속기 등 수입 의존도는 높다. 특히, 감속기와 같이 중요한 부품의 조달이 50% 내외로 해외로부터 조달받고 있는 실정이었다. 하지만 위의 자료에 따르면 매

년 생산액과 수출액은 증가하고 수입액은 감소하고 있다. 따라서 국내 시장의 규모 성장에 따라 업체의 수익이 매출에 비례한다고 볼 수 있다. 물론 응용 분야의 확대도 좋지만 이처럼 기본적인 부품 소재의 국산화가 이루어진다면 경제성으로 국내 시장 규모의 확대 및 관련 업체의 성장을 기대해 볼 수 있다.

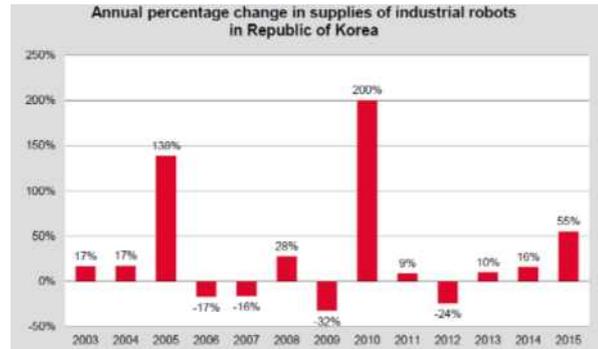
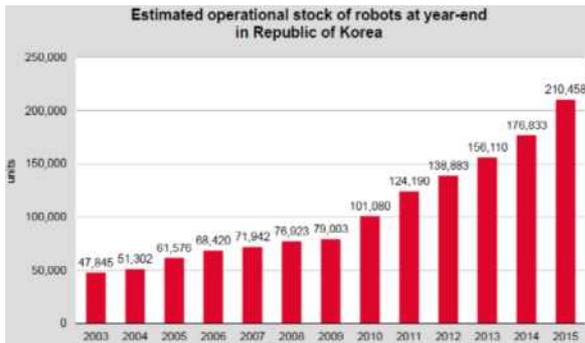


Fig. 2 Estimated operational stock of robots at year-end in Korea²⁾

Fig. 3 Annual percentage change in supplies of industrial robots in Korea³⁾

IFR은 이처럼 우리나라의 로봇 판매 대수가 급격하게 증가한 것은 일부 기업들이 2015년에만 관련 통계를 제출한 사례가 의외로 많았던 것에서도 원인을 찾을 수 있다고 분석했다. 통계수치를 제공한 기업들이 늘어나면서 전자, 금속 및 기계, 고무 및 플라스틱 분야 업체들을 중심으로 산업용 로봇의 판매가 크게 증가한 것으로 보인다. 이처럼 국내 시장규모가 커지고 부품의 국산화가 이루어짐으로써 산업용 로봇의 성장률은 무한하다 할 수 있을 것이다.

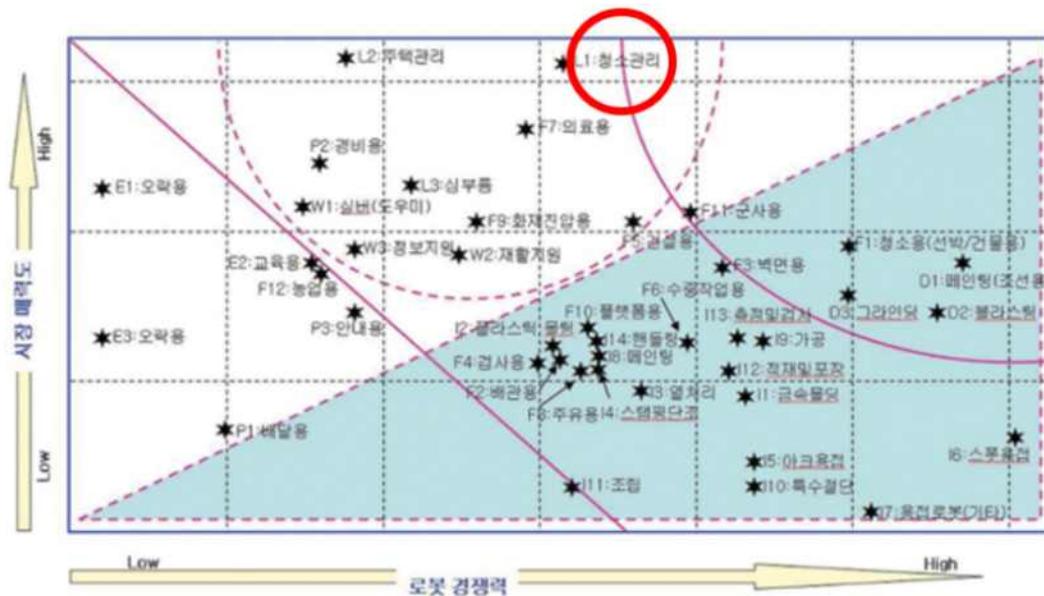


Fig. 4 Market attractiveness by function and robot group⁴⁾

산업용 로봇 종류에 따른 로봇경쟁력과 시장 매력도는 다음과 같다. 배관 청소 로봇은 청소관리 로봇으로 분류되며 로봇 종류 중에서도 로봇경쟁력과 시장 매력도가 높은 수준임을 알 수 있다.

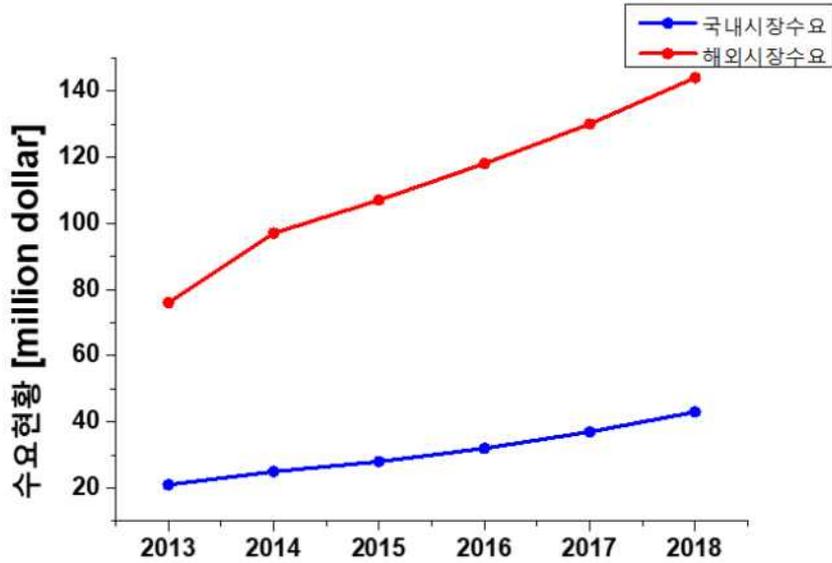


Fig. 5 Domestic and overseas maintenance robot demand⁵⁾

◎SWOT 분석

국내 시장뿐만 아니라 세계적인 시장에서 유지보수 로봇에 대한 수요현황은 빠르게 증가하고 있기에 본 제품에 대한 성장률 역시 수요에 따라 증가할 것이라 기대가 된다.

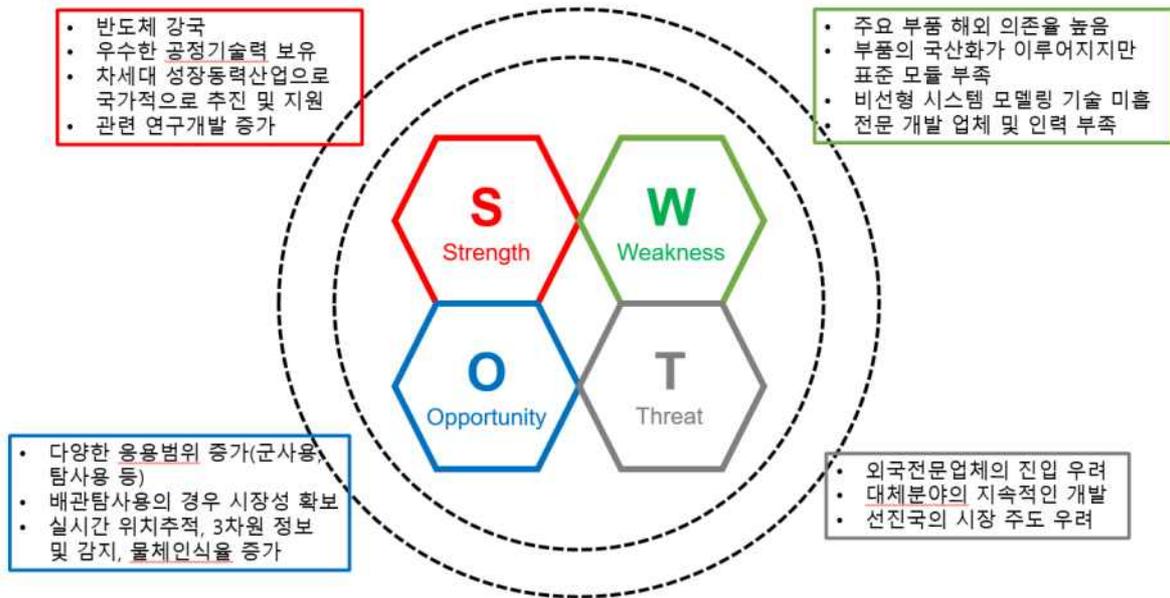


Fig. 6 SWOT Analysis

2. 설계핵심내용

2.1 특허 조사

✓ 등록특허공보 제 30068506-10000호(2013. 03. 11) "배관 청소용 로봇" (소멸)

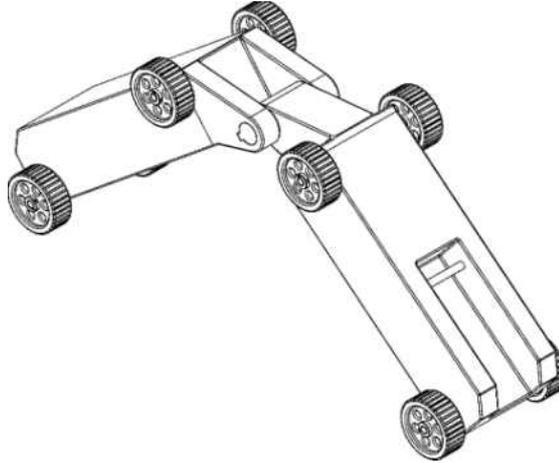


Fig. 7 Gauss pipe cleaning robot 6)

‘가우스사’의 배관 청소 로봇은 전면에 파여있는 홈에 청소도구를 장착하여 배관을 청소하는 로봇이다. 몸체는 사각형의 링크로 이루어져 있으며 바퀴가 파이프를 양옆으로 미는 힘으로 지지하면서 배관 속을 움직인다. 다양한 직경의 파이프에서도 사용가능하다.

등록특허공보 제 1014688470000호(2014. 11. 27) "배관검사로봇 충전시스템"

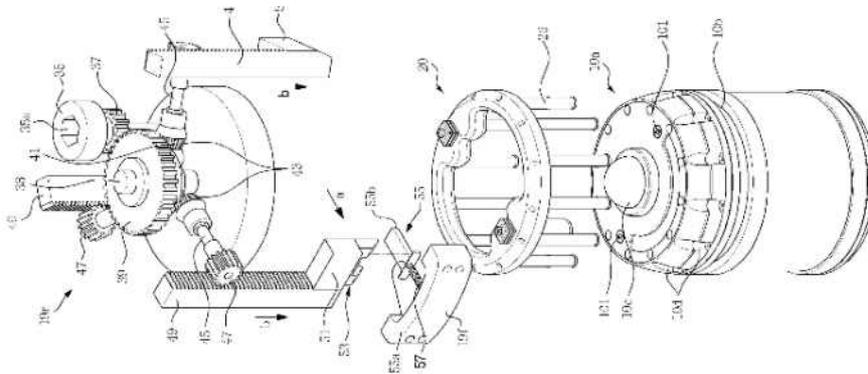


Fig. 8 Korea Gas Corporation Piping Problem Inspection Robot7)

한국가스공사의 배관 로봇은 청소목적이 아닌 배관 이상 유무를 검사하는 로봇이다. 우측에 장착된 로봇의 걸림홈이 형성되고 센서를 통해 불규칙적인 움직임을 측정해 이상 유무를 판단한다. 구동 방식은 중앙에 위치한 랙 앤 피니언 기어를 이용하여 이동하게 된다.

하지만 본 제품은 각각의 구동부에 모터가 3개씩 위치하며 1개의 모터로 2개의 바퀴를 구동시킨다는 점에서 차이가 있다.

✓ 등록특허공보 제 1018192790000호(2018. 01. 10) "배관청소로봇"

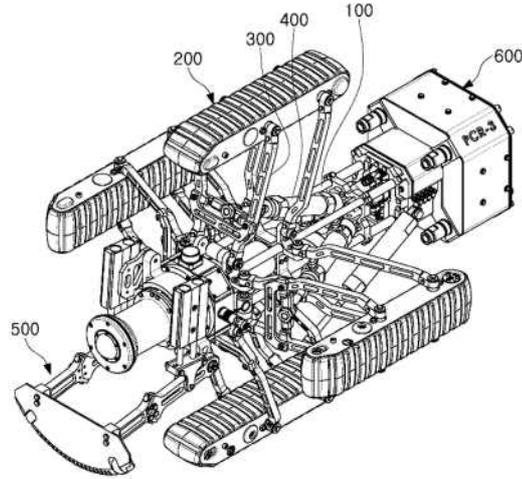


Fig. 9 POSCO Piping Cleaning Robot⁸⁾

포스코에서 제시한 배관 청소용 로봇은 방사형으로 배관 내부에 투입되는 점은 우리와 비슷하다. 하지만 구동 방식이 바퀴 회전이 아닌 무한궤도를 통해 이루어진다는 점은 차이가 있다. 로봇의 목적이 배관 청소이지만 청소방법 역시 상기 구동 모듈부가 구동되면서 고착된 이물질을 긁어내는 방식으로 이루어진다.

✓ 공개특허공보 제 30130678호(2018. 08. 23) "공기 배관 청소용 로봇"

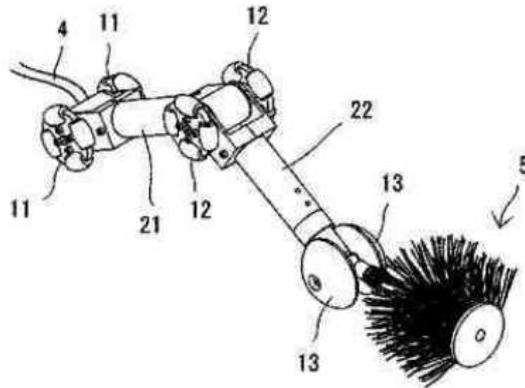


Fig. 10 RITSUMEIKAN NIPPON WINTON KK Air Piping Cleaning Robot⁹⁾

일본에서 출원된 특허인 에어 덕트 청소용 로봇의 구동 방식은 ‘가우스사’의 로봇과 유사하다. 하지만 링크와 링크가 결합되는 조인트 부분에 바퀴가 위치되며 산업용 배관이 아닌 에어덕트 청소용 로봇이기에 부드러운 솔의 청소도구를 전면에 부착되어 있다. 청소부에 별도의 구동력이 존재하지 않아 압력을 가하며 배관을 청소할 수 없다.

2.2 기존 제품과의 차이점

수평 및 수직으로 설치된 배관과 단면이 변하는 관로에서 쉽게 이동할 수 있다. 관로를 이동하면서 파이프 내부의 침전물을 청소해주는 청소부가 작동하게 된다. 기존 제품과의 큰 차이점은 청소부 역시 배

관의 단면이 변하는 관로에서 용이하게 이동이 가능하며 배관 내경에 따른 스프링 압착력이 작용된다. 청소부를 회전시키기 위한 모터는 컨트롤부에 장착된 DC 모터와 내접 기어를 통해 구동 및 컨트롤 된다. 또한, 와이파이 무선통신과 카메라를 통해 관측된 배관 내부의 상황을 관측할 수 있다.

2.3 설계 목표 및 파이프 제한조건

Table 1 Design goals

Specification	Value
전체 무게	11kg 이내
청소 가능 파이프 범위	$\phi 220 - \phi 290$
청소 가능한 파이프 구간	직선 구간, Elbow 구간, Brach 구간, 수직 배관
Normal speed	5cm/s (등속)
Maximum speed	6cm/s

Table 2 Pipe constraints and robot conditions

파이프 직경	$\phi 220 - \phi 290$
파이프 재질	PVC
로봇의 이동 속도	50mm/s (등속)

2.4 기존 설계

✓ 구동부

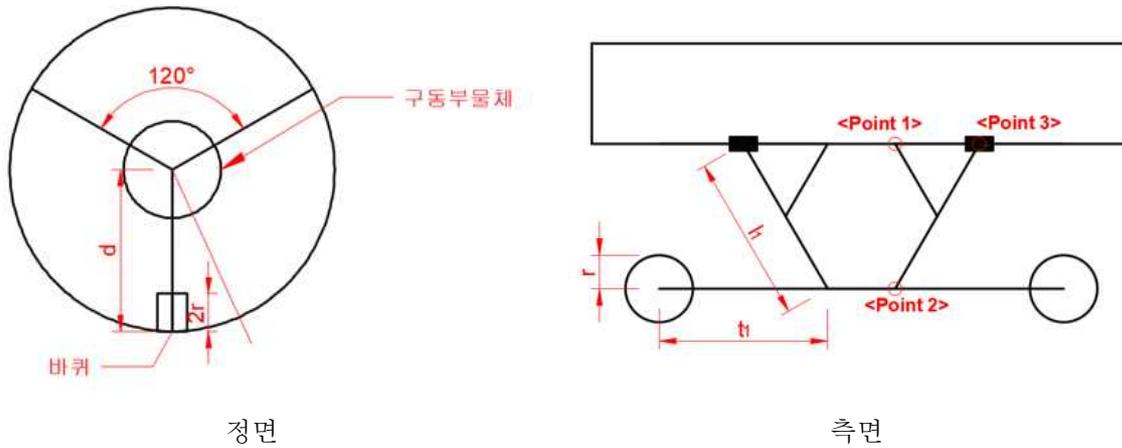


Fig. 11 Drive part free body diagram

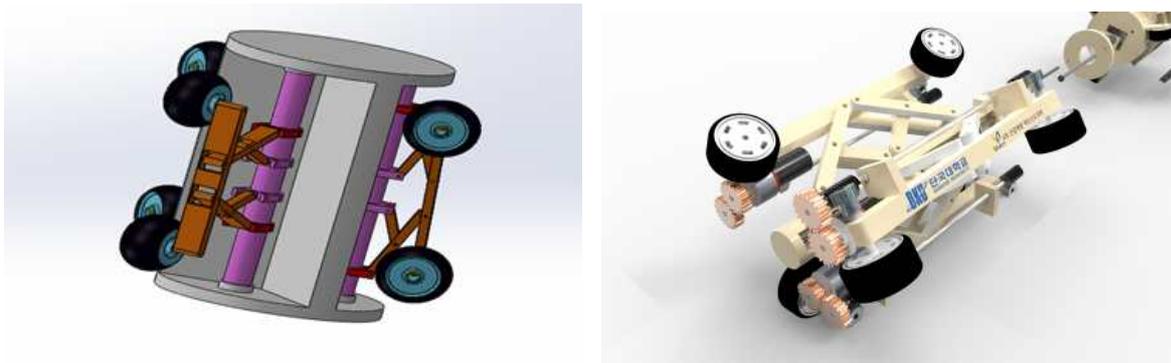
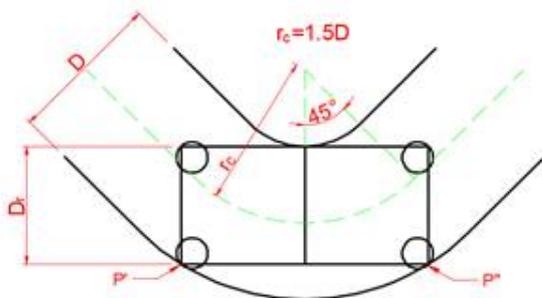


Fig. 12 Driving part Modeling

PCR(pipe cleaning robot) 구동부의 경우, 총 3개의 DC모터가 각각의 다리에 장착되어 동력전달이 되도록 설계하였다. 구동부를 설계할 때 가장 먼저, 각 링크의 길이를 미지수로 설정한 후, 두께는 매우 얇다고 가정하였다. 그 이후, 두 가지의 카테고리 속에서 기하학적인 계산을 진행하였다. 첫째, $\phi 220 - \phi 290$ 의 직경을 가진 파이프 자체의 스펙. 둘째, 파이프 내부에서 PCR의 상대적인 기하학적 거동과 분석을 통해 진행하였다.

✓ 파이프(Elbow)의 기하학적 성질을 이용한 로봇 구동부 사이즈 정하기

로봇 구동부의 사이즈를 정하기 전 로봇학적 관점에서 하나의 가정이 필요하다. 로봇을 하나의 원통 실린더로 취급한다. 즉, 직선 구간을 지나 Elbow구간에 들어설 때 원통 실린더가 Elbow구간을 잘 지나 갈 수 있는지 확인하면 된다.



- (1) $\lambda = 90^\circ$ 인 Elbow를 기준으로 해석.
- (2) 파이프 규격조건에 의한, $r_c = 1.5D$ 를 이용.
- (3) D_r : 원통 실린더의 지름이며, 바퀴 끝점까지 포함된 길이.
- (4) D : $\phi 220 - \phi 290$ 범위에 속하는 임의의 파이프 지름.

Fig. 13 When drive part passes Elbow

위의 조건을 이용하면 D_r 의 범위를 나타내면,

$$0 \leq D_r \leq (r_c + \frac{D}{2})\sin 45^\circ - (r_c - \frac{D}{2}) \quad (1)$$

이다. 원통형 실린더라고 가정한 로봇의 길이를 L_r 이라 하고 수식으로 나타내면,

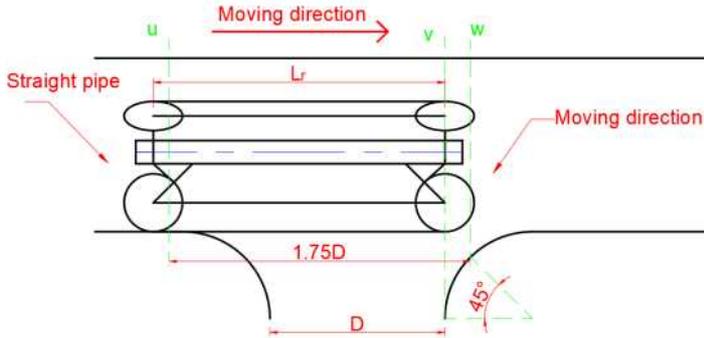
$$L_r = 2\sqrt{2}\frac{D}{2} + r_c - (r_c - \frac{D}{2} + D_r)\cos 45^\circ \quad (2)$$

이고, 파이프의 규격조건 $r_c = 1.5D$ 를 이용하여 D_r 의 범위를 L_r 의 범위로 표현하면,

$$\frac{3}{2}\sqrt{2}D \leq L_r \leq (3\sqrt{2}-1)D \quad (3)$$

이다.

✓ 파이프(Branch)의 기하학적 성질을 이용한 로봇 구동부 사이즈 정하기



- (1) 파이프 규격 조건 $r_c = 1.5D$
- (2) 원통형 실린더의 지름 : D_r

Fig. 14 Driving part in Branch

Elbow에서 가정했던 것처럼 로봇 전체를 원통형 실린더라 하자. 로봇의 길이는 L_r 이고 파이프 규격 조건 $r_c = 1.5D$ 를 이용하여 부등식을 세워보면 D_r 은 아래의 범위를 만족해야 한다.

$$(r_c + \frac{D}{2})\sin 45^\circ - (r_c - \frac{D}{2}) < D_r < D \quad (4)$$

또한,

$$L_r = 2\sqrt{(r_c + \frac{D}{2})^2 - (r_c - \frac{D}{2} + D_r)^2} \quad (5)$$

을 만족하므로 두 부등식을 연립하면

$$0 < L_r < \frac{3}{2}\sqrt{2}D \quad (6)$$

의 결과를 얻을 수 있고, Elbow에서 얻었던 부등식과 함께 로봇의 길이를 정할 수 있게 되었다.

Table 3 Product spec sheet

Specification	Value
바퀴 지름	40mm
링크 길이 1	320mm
링크 길이 2	320mm

위에 제시한 표의 경우 앞서 언급한 것처럼, 링크의 두께를 무시할 수 있다고 가정한 후 기하학적인 계산만 진행하였기에, 추가적인 정역학 해석 및 재료해석을 통하여 두께를 선정하였다.

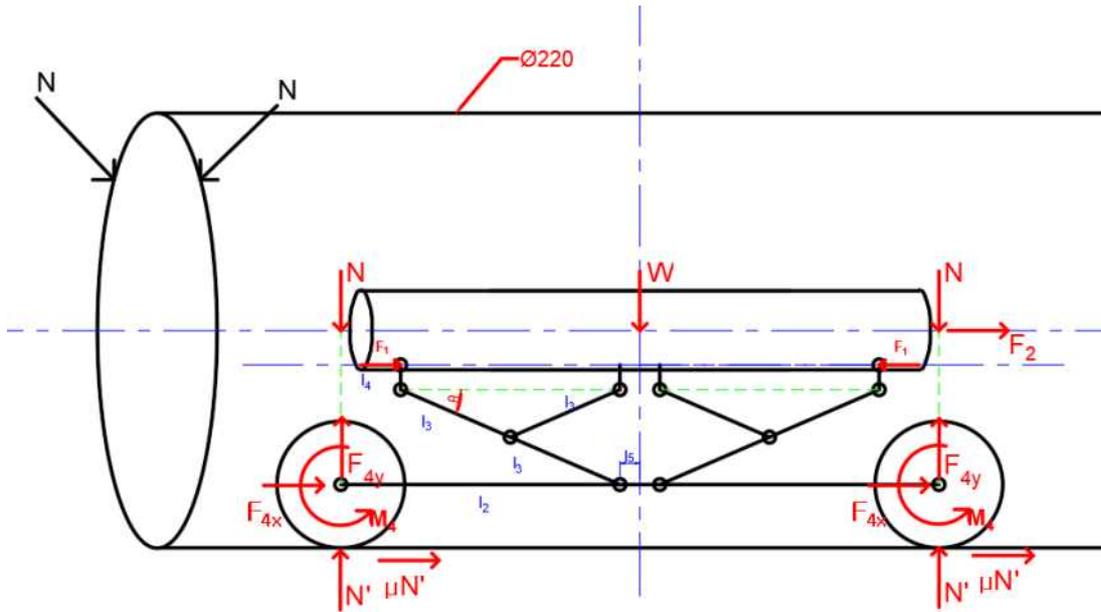


Fig. 15 FBD1

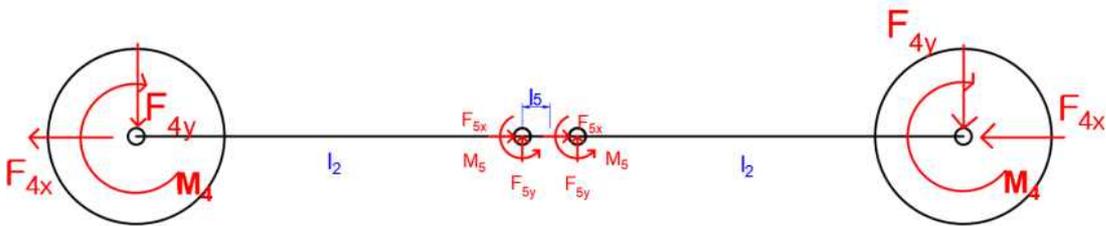


Fig. 16 FBD2

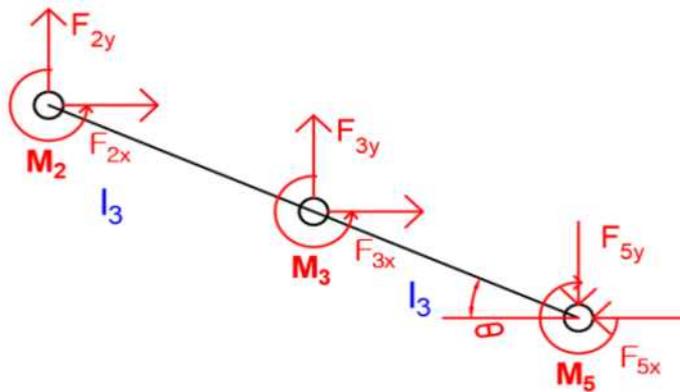


Fig. 17 FBD3

수평관에 구동부가 들어갔을 때 각 연결부, 중심부에 가해지는 외력들을 모두 미지수로 설정하였다. 정역학적 해석을 할 때 3개의 다리에 대하여 전체적으로 힘 해석을 진행해야 하지만, 두께를 결정하기 위한 힘 해석으로 하나의 구동부 다리에 그 외 다리에 걸리는 힘을 모멘트 및 추가적인 외력으로 조건을 주어 해석하였다. 평형 방정식을 통해 얻은 결과값은 아래와 같다.

Table 4 Result value

$l_2 = 140mm$	$F_{1x} = 80N$	
$l_3 = 60mm$	$F_{1y} = 84N$	
$l_4 = 12.5mm$	$F_{2x} = 80N$	
$l_5 = 10mm$	$F_{2y} = 84N$	$M_2 = 0.5Nm$
$l_6 = 17.35mm$	$F_{3x} = -75.4N$	$M_3 = 2.02Nm$
$F_1 = 80N$	$F_{3y} = 4N$	$M_4 = 0.7Nm$
$F_2 = 9.27N$	$F_{4x} = 4.64N$	$M_5 = -0.7Nm$
$N = 64N$	$F_{4y} = 84N$	$M_6 = -0.013Nm$
$\theta = 23.66^\circ$	$F_{5x} = -4.64N$	
$W = 40N$	$F_{5y} = -84N$	
	$F_{6x} = -75.4N$	
	$F_{6y} = 4N$	
입력값	계산값	계산값

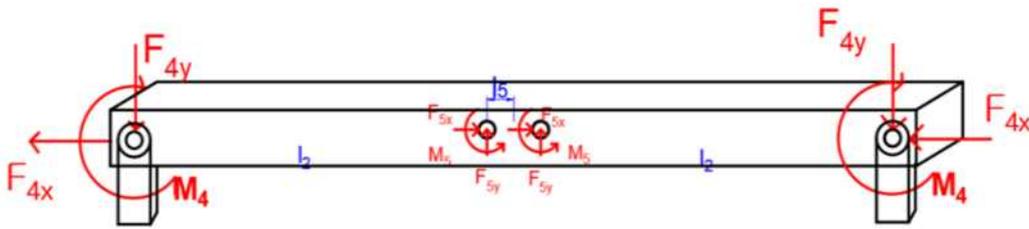


Fig. 18 FBD4

정역학 해석을 통해 결과값을 얻었고, 정석적인 설계방법이라면 두께를 미지수로 잡은 후 재료해석 식을 미지수에 대한 방정식으로 이끌어 적절한 두께를 선정해야 한다. 하지만, 모든 설계에 대해 간섭은 중요한 고려사항이다. PCR도 간섭이라는 큰 경우의 수에 대비해야 했다. 따라서 최대 간섭이 생기지 않은 범위인 두께 < 22.15mm에 대하여 두께를 5mm, 10mm, 15mm, 20mm에 대하여 거꾸로 재료 검증 및 안정성 검증을 진행하였다. 정확도를 높이기 위해 특이함수를 이용한 재료 검증과, 강성 법을 이용한 재료 검증을 실시하였다. 두께가 5mm, 10mm 일 때는 링크가 파단날 수 있는 상황이 나왔으며, 15mm에 경우는 안전계수가 1.3정도로 굉장히 타이튼 상황으로 판단되었다. 따라서 우리 조는 두께를 20mm로 정하였다. 그 후 결과 그래프는 다음과 같다.

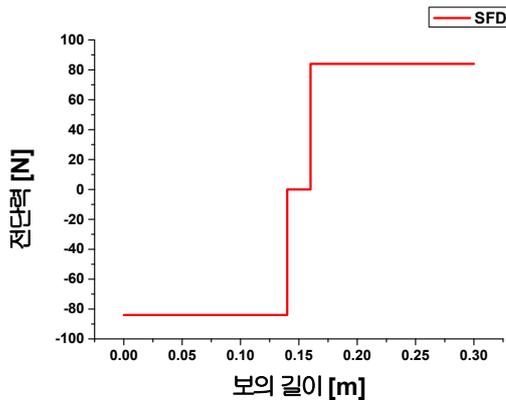


Fig. 19 SFD

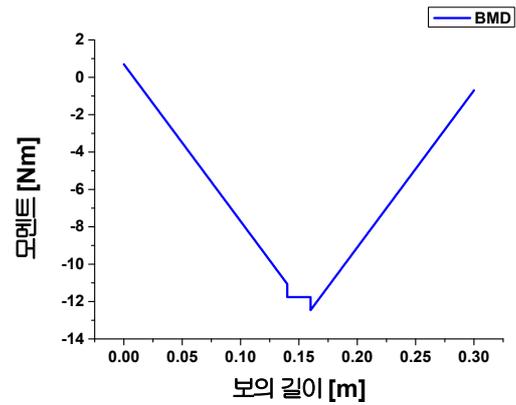
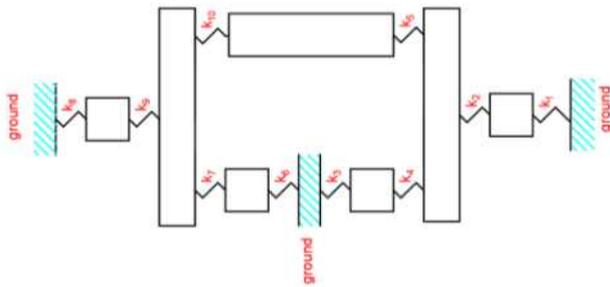
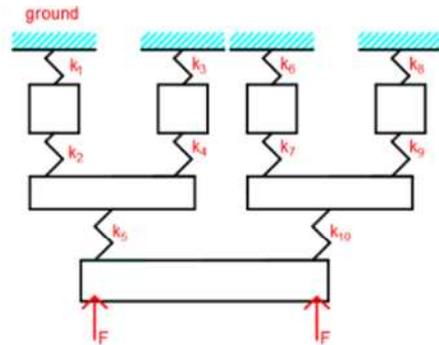


Fig. 20 BMD

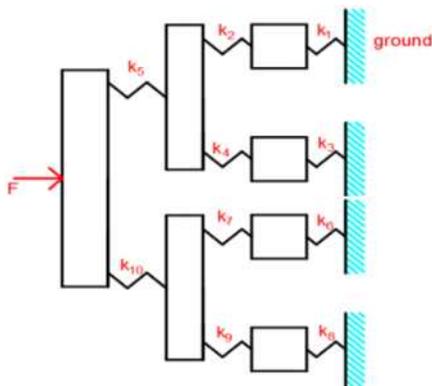
한편, 강성법을 사용하였을 때는 다음과 같다. 수평관 안에서 PCR이 있는 경우와 가장 위험한 상황인 수직관에 PCR이 들어가 있을 때 두 경우에 대하여 각 조인트를 스프링으로 가정하여 X, Y방향에 대하여 모델링을 진행하였고 매트랩을 이용하여 계산한 결과를 아래의 표에 첨부하겠다.



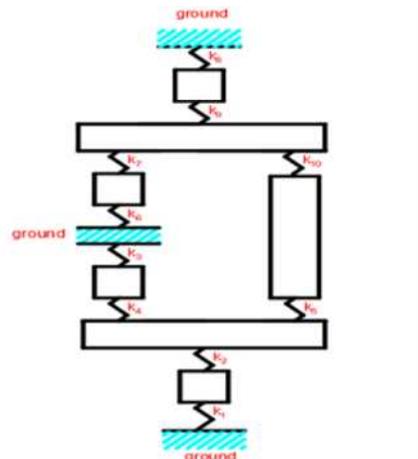
수평관 X축 방향 강성에 대한 FBD
Fig. 21 FBD for horizontal pipe



수평관 Y축 방향 강성에 대한 FBD



수직관 X축 방향 강성에 대한 FBD
Fig. 22 FBD for vertical pipe



수직관 Y축 방향 강성에 대한 FBD

Table 5 Deformation at each joint using the stiffness method

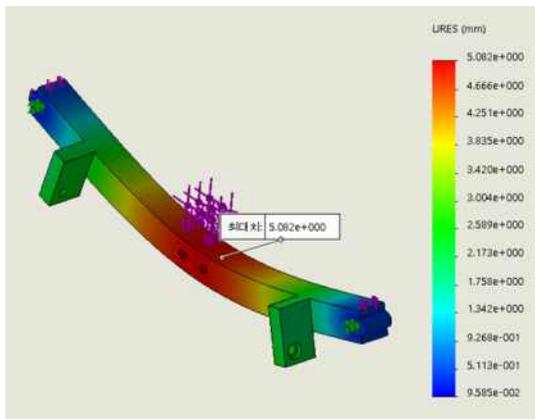
	$[U]_{hx}$	$[U]_{hy}$	$[U]_{vx}$	$[U]_{vy}$
1	-2.7660688955e-07	-1.0181818181e-07	-2.7927272727e-07	-2.8507435816e-07
2	-5.6093884070e-07	-3.4909090909e-07	-6.7490909090e-07	-7.4021356634e-07
3	-4.1454625848e-07	-2.6181818181e-07	-4.1890909090e-07	-4.6350996556e-07
4	-6.2978716655e-07	-4.6545454545e-07	-7.4472727272e-07	-8.2943137005e-07
5	-8.5299585344e-07	-7.4181818181e-07	-1.1869090909e-06	-1.3288719502e-06
6	-2.1626424728e-08	-2.5344956413e-08	7.0136986301e-08	6.19209170709e-08
7	-8.0814831838e-08	3.4510585305e-08	-2.2316313823e-08	-1.2303466350e-08
8	-4.5203015123e-08	-2.0355666251e-07	5.1008717310e-08	1.1918860893e-07
9	-9.8131091836e-08	-6.0931506849e-08	-1.4346201743e-08	6.7870857587e-08
10	-1.5878423013e-07	1.36966376089e-07	-1.9606475716e-07	-1.5395325405e-07

2.5 FEM 해석

✓ 링크 해석

강성법에서 구한 반력들을 각 링크에 적용하였다. 결과적으로, 수직관 상태에서 핀 1, 2번을 포함한 링크, 즉, 슬라이더에서 안전계수 0.89로 사용이 불가능한 것을 알게 되었고, 슬라이더 파트는 Al-Alloy 2024 T3 재질을 사용하기로 하였다.

- Horizontal static state



<해석조건>

타이어 축 핀 지지

타이어축에 84N의 수직항력과 25,2의 최대정마찰력 작용

핀 10(좌), 5(우)에 다음의 조인트반력 적용

Rx_10	Ry_10	Rx_5	Ry_5
37.666	-43.666	-204.00	-234.57

<해석결과>

Maximum deformation = 5.082mm

Fig. 23 Deformation in Wheel link at Horizontal state

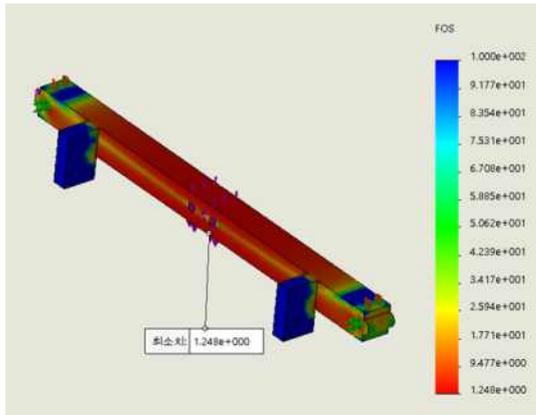


Fig. 24 FOS in Wheel link at Horizontal state

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum FOS = 1.248

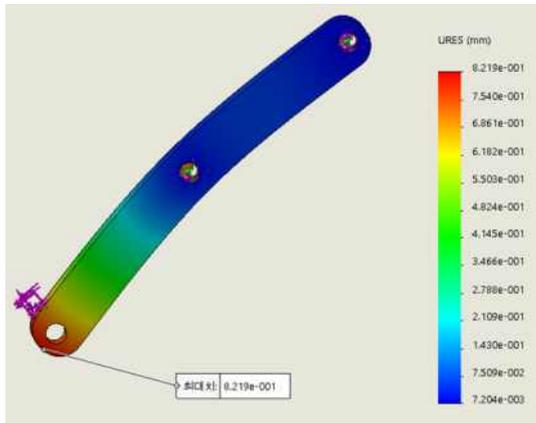


Fig. 25 Deformation in Middle link1 at Horizontal state

<해석조건>
핀 9(좌), 7, 10(우)에 다음의 조인트반력 적용
핀 7, 10에 고정 핀지지 적용

Rx_9	Ry_9	Rx_7	Ry_7
16.76	26.99	-9.49	22.22
Rx_10	Ry_10		
-37.67	-43.666		

<해석결과>
Maximum deformation = 0.822mm

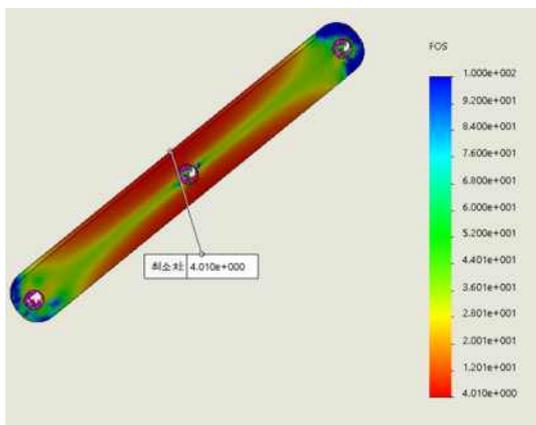


Fig. 26 FOS in Middle link1 at Horizontal state

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum FOS = 4.01

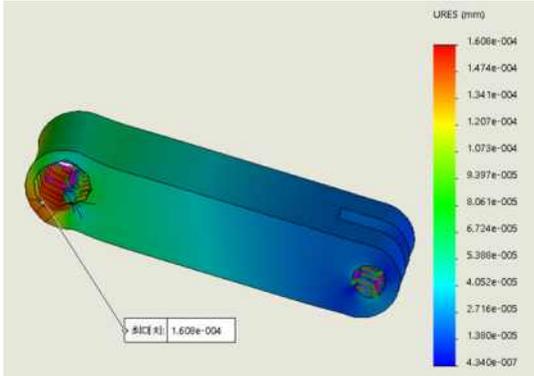


Fig. 27 Deformation in Fixed link1 at Horizontal state

<해석조건>

핀 6(좌), 7(우)에 다음의 조인트반력 적용
핀 6, 7에 고정 핀지지 적용

Rx_6	Ry_6	Rx_7	Ry_7
-3.48	2.97	9.49	22.22

<해석결과>

Maximum deformation = 0.00016mm

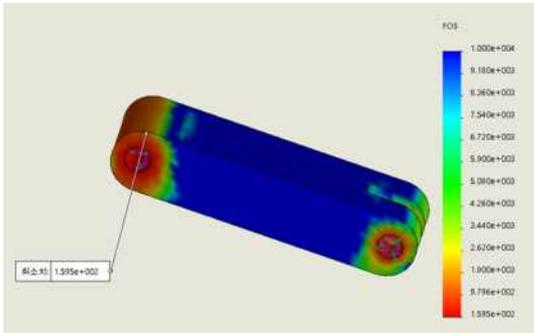


Fig. 28 FOS in Fixed link1 at Horizontal state

<해석조건>

위와 동일하다.

<해석결과>

Minimum FOS = 159.5

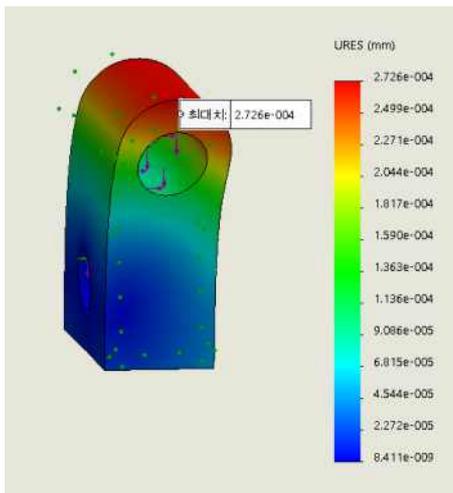


Fig. 29 Deformation in Slider1 at Horizontal state

<해석조건>

핀 8(하), 9(상)에 다음의 조인트반력 적용
핀 8, 9에 고정 핀지지 적용
정면으로 보이는 면과 후면에 롤러지지 적용

Rx_6	Ry_6	Rx_7	Ry_7
-3.48	2.97	9.49	22.22

<해석결과>

Maximum deformation = 0.00027mm

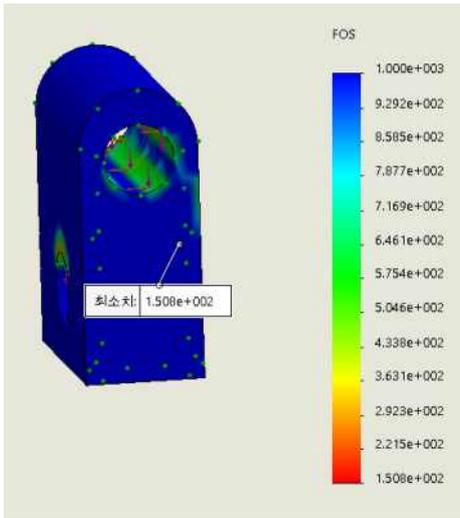


Fig. 30 FOS in Slider1 at Horizontal state

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum FOS = 151

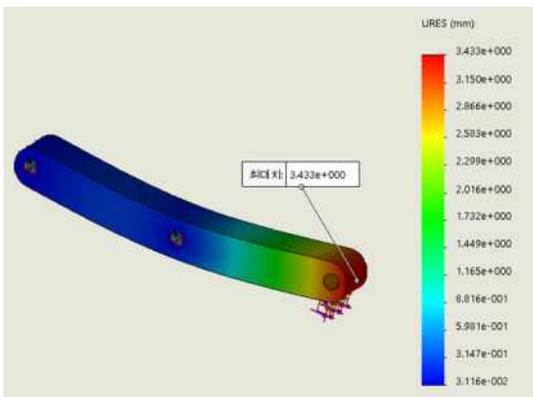


Fig. 31 Deformation in Middle link2 at Horizontal state

<해석조건>
핀 5(좌), 4, 2(우)에 다음의 조인트반력 적용
핀 5, 4에 고정 핀지지 적용

Rx_5	Ry_5	Rx_4	Ry_4
204	234.57	128	173.19
Rx_2	Ry_2		
96	-154.26		

<해석결과>
Maximum deformation = 3.433mm

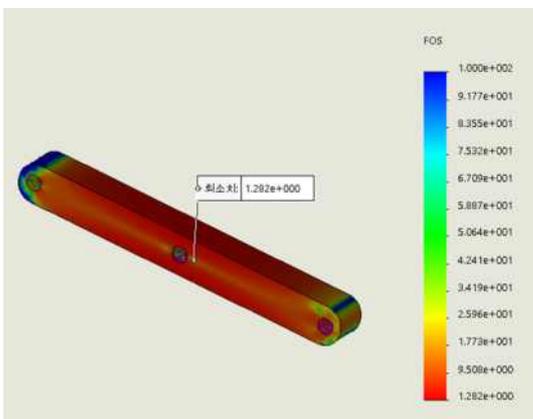
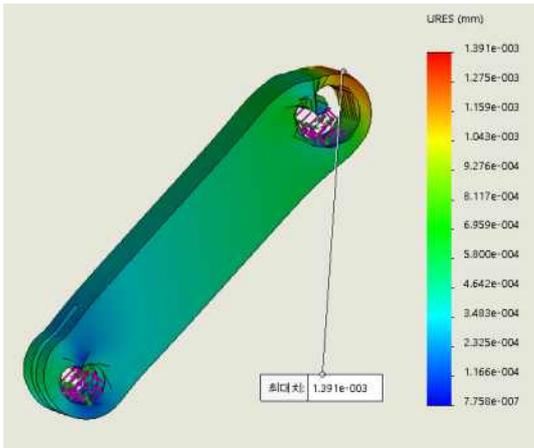


Fig. 32 FOS in Middle link2 at Horizontal state

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum FOS = 1.28



<해석조건>

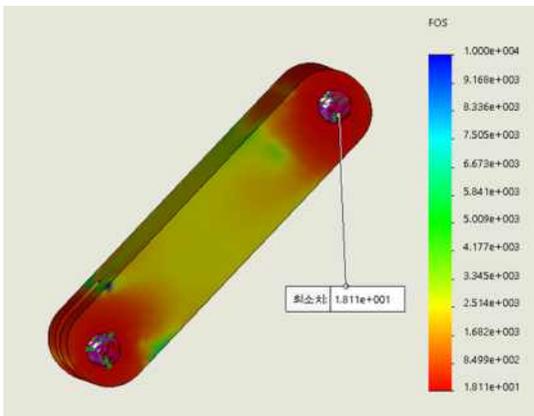
핀 3(좌), 4(우)에 다음의 조인트반력 적용
핀 5, 4에 고정 핀지지 적용

Rx_3	Ry_3	Rx_4	Ry_4
-36	57	-128	173.19

<해석결과>

Maximum deformation = 0.00139mm

Fig. 33 Deformation in Fixe link2 at Horizontal state



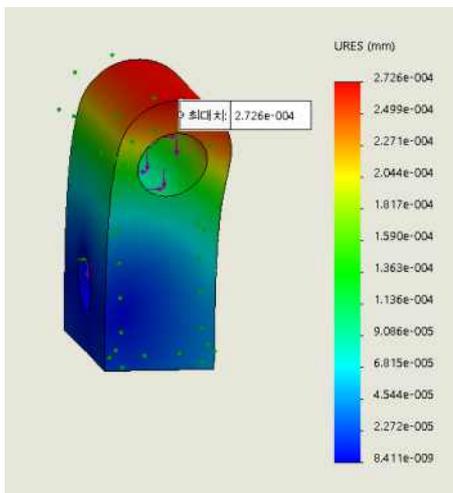
<해석조건>

위와 동일하다.

<해석결과>

Minimum FOS = 18

Fig. 34 FOS in Fixed link2 at Horizontal state



<해석조건>

핀 1(하), 2(상)에 다음의 조인트반력 적용
핀 1, 2에 고정 핀지지 적용
정면으로 보이는 면과 후면에 롤러지지 적용

Rx_1	Ry_1	Rx_2	Ry_2
-28	-76.07	-96	-154.26

<해석결과>

Maximum deformation = 0.00156mm

Fig. 35 Deformation in Slider2 at Horizontal state

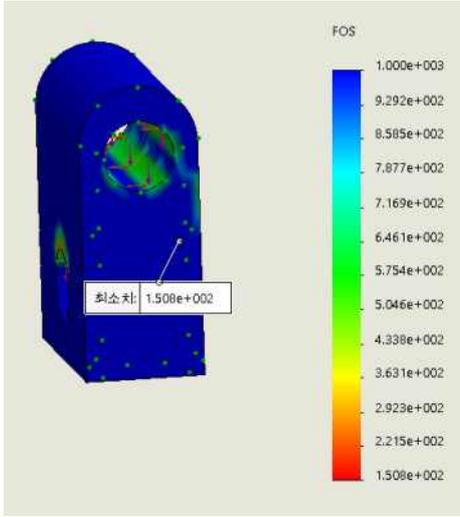


Fig. 36 FOS in Slider2 at Horizontal state

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum FOS = 26.25

- Vertical static state

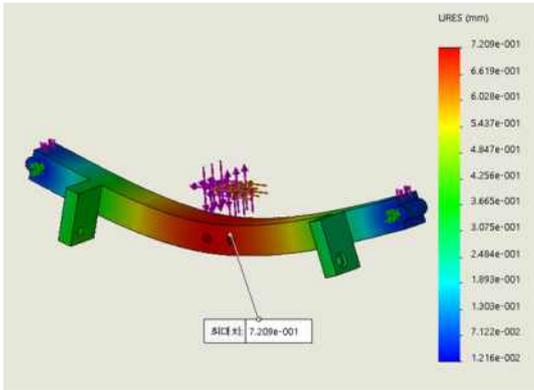


Fig. 37 Deformation in Wheel link at Vertical state

<해석조건>
타이어 축 핀 지지
타이어축에 64N의 수직항력과 19.2의
최대정마찰력 작용
핀 10(좌), 5(우)에 다음의 조인트반력 적용

Rx_10	Ry_10	Rx_5	Ry_5
-53.92	-42.34	-326.40	-365.44

<해석결과>
Maximum deformation = 0.721mm

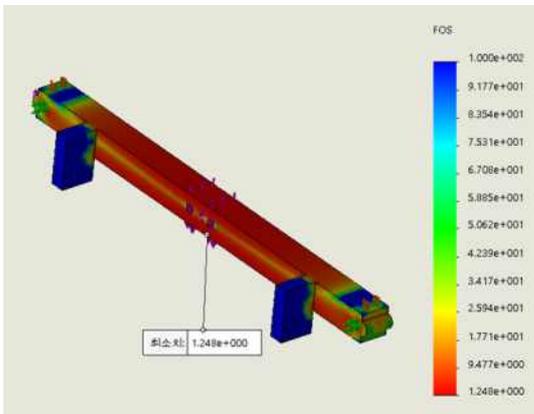


Fig. 38 FOS in Wheel link at Vertical state

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum FOS = 7.287

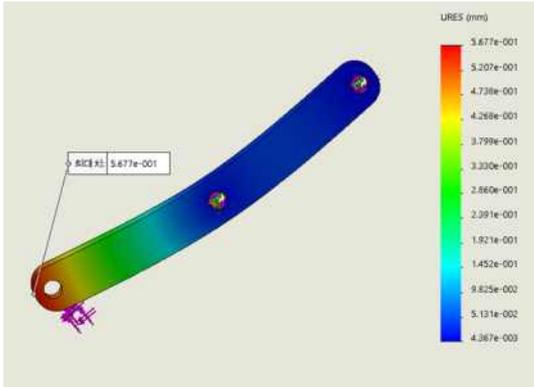


Fig. 39 Deformation in Middle link1 at Vertical state

<해석조건>

핀 9(좌), 7, 10(우)에 다음의 조인트반력 적용

핀 7, 10에 고정 핀지지 적용

Rx_9	Ry_9	Rx_7	Ry_7
3.95	-18.66	6.14	3.38

Rx_10	Ry_10		
53.92	-42.34		

<해석결과>

Maximum deformation = 0.568mm

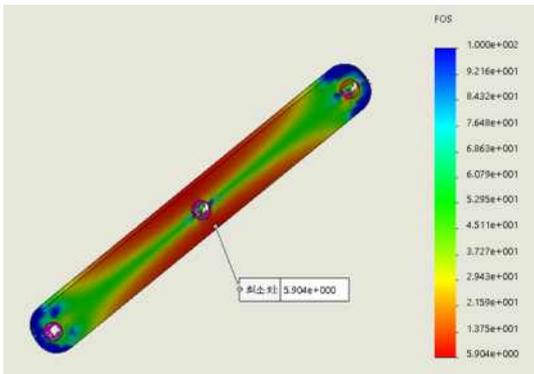


Fig. 40 FOS in Middle link1 at Vertical state

<해석조건>

위와 동일하다.

<해석결과>

Minimum FOS = 5.90

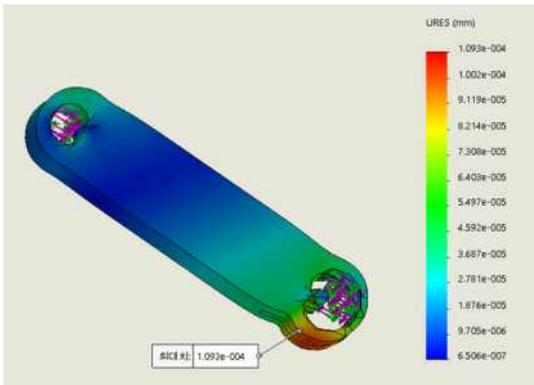


Fig. 41 Deformation in Fixed link1 at Vertical state

<해석조건>

핀 6(좌), 7(우)에 다음의 조인트반력 적용

핀 6, 7에 고정 핀지지 적용

Rx_6	Ry_6	Rx_7	Ry_7
9.64	8.51	-6.14	-3.38

<해석결과>

Maximum deformation = 0.00016mm

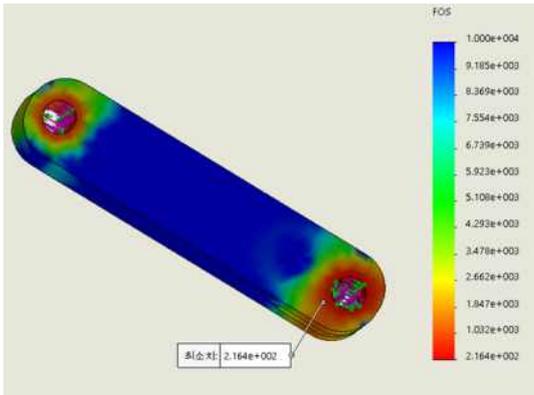


Fig. 42 FOS in Fixed link1 at Vertical state

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum FOS = 216.4

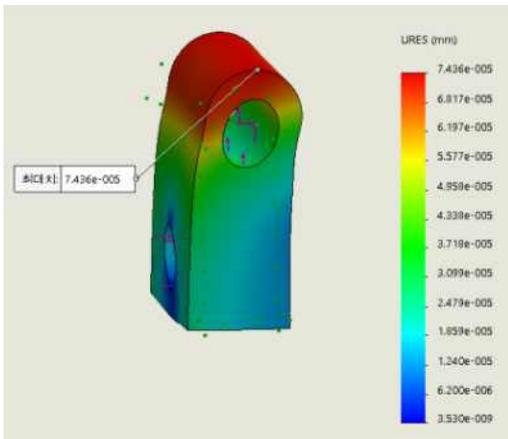


Fig. 43 Deformation in Slider1 at Vertical state

<해석조건>
핀 8(하), 9(상)에 다음의 조인트반력 적용
핀 8, 9에 고정 핀지지 적용
정면으로 보이는 면과 후면에 롤러지지 적용

Rx_8	Ry_8	Rx_9	Ry_9
14.03	32.78	-3.95	18.66

<해석결과>
Maximum deformation = 0.000074mm

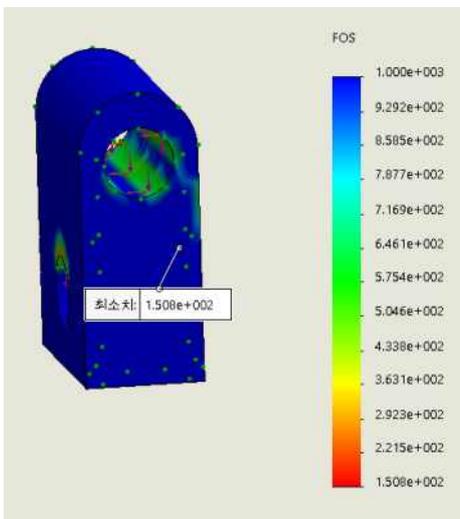


Fig. 44 FOS in Slider1 at Vertical state

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum FOS = 323

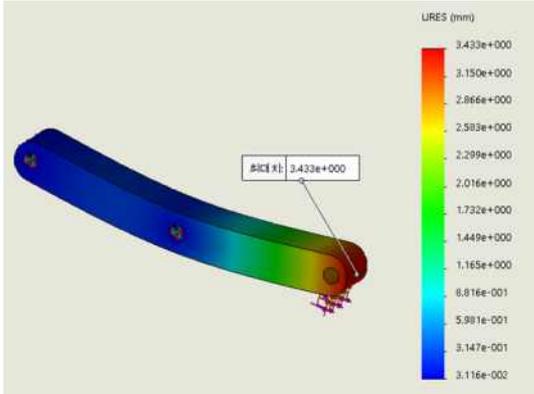


Fig. 45 Deformation in Middle link2 at Vertical state

<해석조건>

핀 5(좌), 4, 2(우)에 다음의 조인트반력 적용

핀 5, 4에 고정 핀지지 적용

Rx_5	Ry_5	Rx_4	Ry_4
326.4	-8.514	204.8	228.1

Rx_2	Ry_2		
185.6	-203.56		

<해석결과>

Maximum deformation = 0.123mm

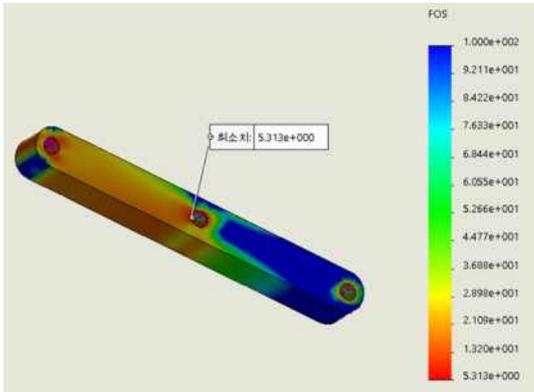


Fig. 46 FOS in Middle link2 at Vertical state

<해석조건>

위와 동일하다.

<해석결과>

Minimum FOS = 5.31

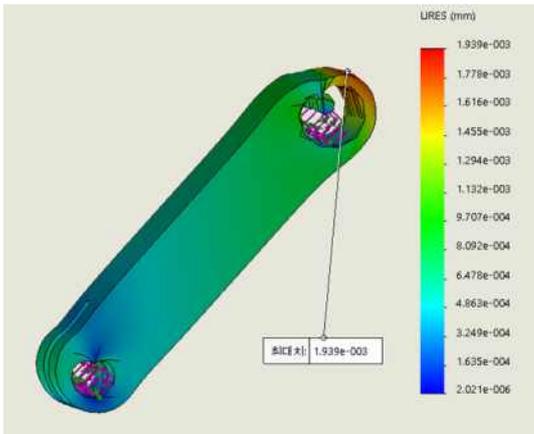


Fig. 47 Deformation in Fixe link2 at Vertical state

<해석조건>

핀 3(좌), 4(우)에 다음의 조인트반력 적용
핀 5, 4에 고정 핀지지 적용

Rx_3	Ry_3	Rx_4	Ry_4
-57.6	63.73	-204.8	228.1

<해석결과>

Maximum deformation = 0.00194mm

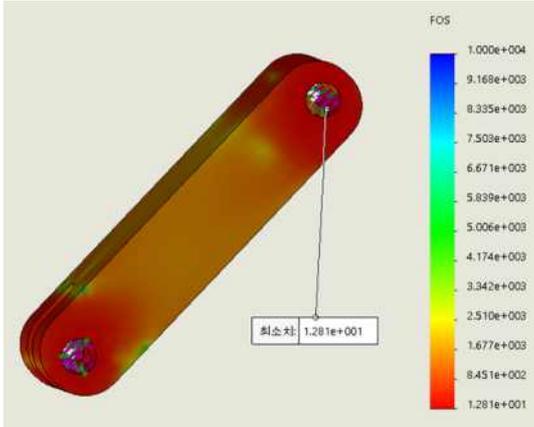


Fig. 48 FOS in Fixed link2 at Vertical state

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum FOS = 12.8

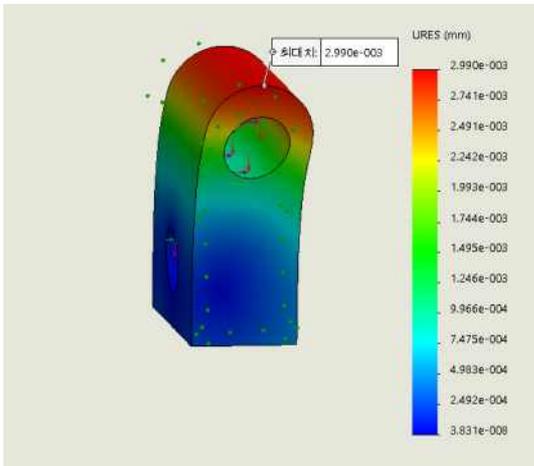


Fig. 49 Deformation in Slider2 at Vertical state

<해석조건>
핀 1(하), 2(상)에 다음의 조인트반력 적용
핀 1, 2에 고정 핀지지 적용
정면으로 보이는 면과 후면에 롤러지지 적용

Rx_1	Ry_1	Rx_2	Ry_2
-76.8	-78.40	-185.6	-203.56

<해석결과>
Maximum deformation = 0.00299mm

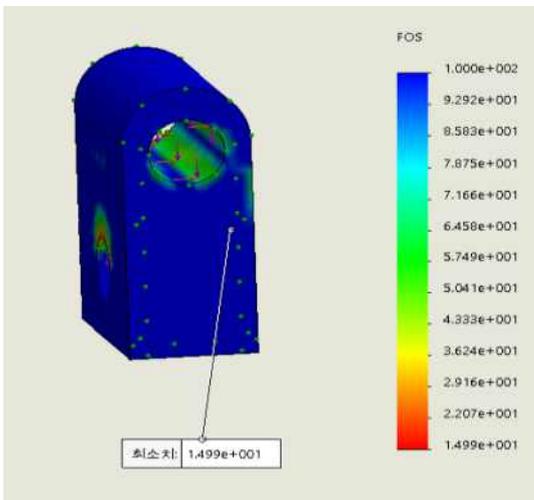


Fig. 50 FOS in Slider2 at Vertical state

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum FOS = 14.99

FEM의 결과를 통해 모든 링크가 안전함을 알 수 있으며, 실제로는 각 링크가 ground에 고정되는 것이 아니라 서로 핀 지지를 하게 되므로 더욱 안전할 것이다.

따라서, 최종적으로 구동부의 모든 파트를 ABS로 지정하고, 타이어 축만 고정 핀지지를 하여 수직항력

과 마찰력을 적용하고 구동부에 작용하는 외력과 중력을 추가하여 전체 시스템에 대하여 FEM해석을 했다.

✓ 구동부 FEM 해석

크게 수평배관과 수직배관에서의 SolidWorks Program으로 FEM 시뮬레이션을 진행하였다. 해석조건은 중력과 정역학적인 상태에서 구한 수직항력, 마찰력, 그리고 연결부에 의해 구동부에 작용하는 외력(구동부1-청소부-컨트롤부-구동부2)을 적용함으로써 구동부 전체에 대한 FEM해석을 성공하였다. 이에 따른 데이터 분석으로 변형률, 응력, 안전계수를 도출하였다.

전체적인 변형을 쉽게 알아볼 수 있도록 변형배율을 수백배 적용하였다. 이를 통해 변형이 심하게 이루어지는 부분을 예측하였다.

• Horizontal motion state

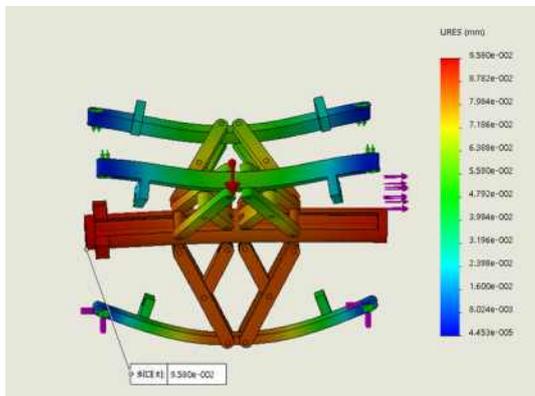


Fig. 51 Horizontal state Strain distribution

<해석조건>

- 84N, 25.2N(frictionfactor=0.3)
- 9.27N tension at center area
- Gravity 9.8m/s² downward
- ABS 100%
- Pinned supporting at tire axle

<해석결과>

Maximum deformation = 0.096mm

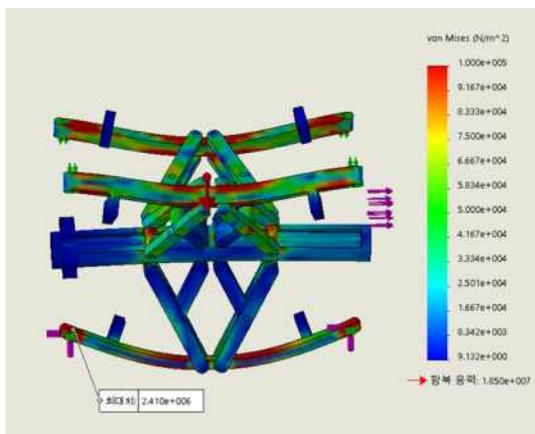


Fig. 52 Horizontal state Stress distribution

<해석조건>

위와 동일하다.

<해석결과>

Minimum Stress = 2.4MPa

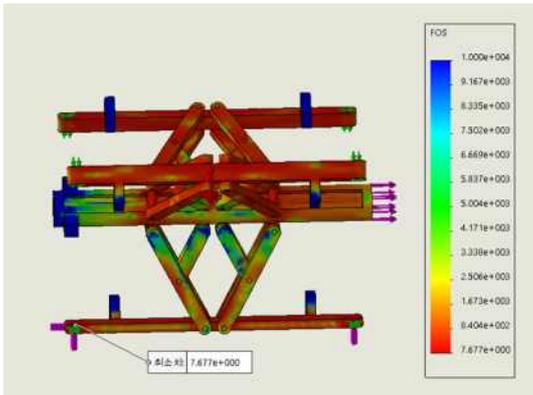


Fig. 53 Horizontal state 안전계수

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum SOF = 7.7

안전계수 7.7이므로 안전하다.

• Vertical motion state

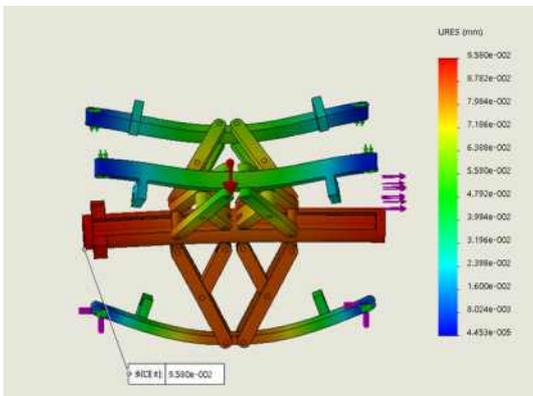


Fig. 54 Vertical state Strain distribution

<해석조건>
64N, 19.2N(frictionfactor=0.3)
7kgf downward
Gravity 9.8m/s²
ABS 100%
Pinned supporting at tire axle
Mesh size=5mm

<해석결과>
Maximum deformation = 0.035mm

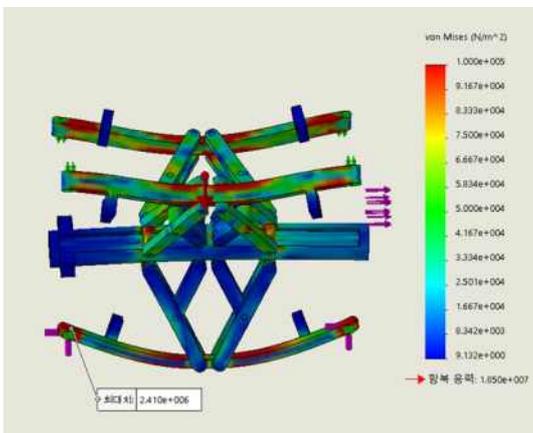


Fig. 55 Vertical state Stress distribution

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Maximum stress = 2.25MPa

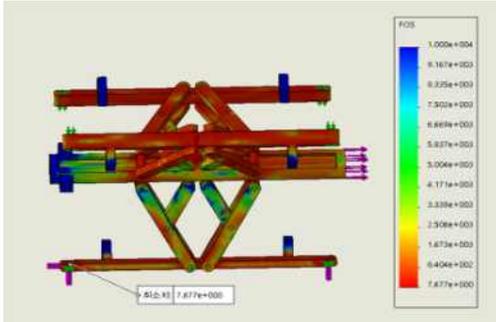


Fig. 56 Vertical state 안전계수

<해석조건>
위와 동일하다.

<해석결과>
Minimum SOF = 8.2

안전계수 8.2이므로 안전하다.

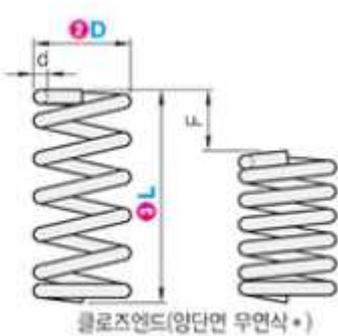
2.6 구동부 스프링 선정

가상일의 정리를 이용하여 구한 식,

$$A_x = F_w \frac{\sqrt{l_1^2 - l_1^2 + h^2}}{\sqrt{l_1^2 - h^2}} = F_w \frac{h}{\sqrt{l_1^2 - h^2}} = F_w \tan \theta, \quad (7)$$

$$A_x = K(x - x_0) = Kx_d \quad (8)$$

$x_d = 30$ 을 이용하여 강성 K를 구하였다. $x_d = 30$ 일 때 $l_1 = 120mm, d = 20mm, r = 32mm$ 의 값을 선택하였고, 구동부가 제일 큰 반경의 수직 배관에 들어가 있을 때 힘 계산(메카니즘 해석에 첨부함.)을 고려한 결과, $K = 2000N/m$ 를 택했다.



형식	d	일차 길이	F max.	N(kgf) Max.	Fa%
0Type 0 D- 0L					
UTT 13-	15	1.0 5.75	6	11.8 (1.2)	40
	20	1.2 10.5	8	15.7 (1.6)	
	25	1.2 10.5	10	19.6 (2.0)	
	30	1.3 15	12	23.5 (2.4)	
	35	1.3 15	14	27.5 (2.8)	
	40	1.4 20.3	16	31.4 (3.2)	
	45	1.4 20.3	18	35.3 (3.6)	
	50	1.5 27.8	20	39.2 (4.0)	
	60	1.5 27.8	24	47.1 (4.8)	
	70	1.6 38.4	28	54.9 (5.6)	
	80	1.6 38.4	32	62.8 (6.4)	

Fig. 57 Spring spec sheet¹⁰⁾

2.7 바퀴 구동 기어시스템 설계

모터의 회전과 바퀴의 회전이 방향이 다르기 때문에 회전방향을 바꿔주어야 한다. 또한 앞바퀴와 뒷바퀴를 같이 회전시켜야 한다.

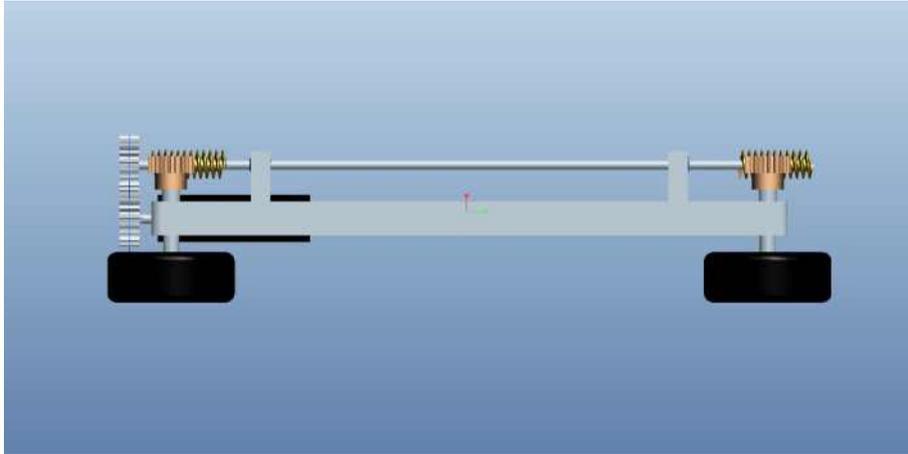


Fig. 58 Overall link gear system(upper)

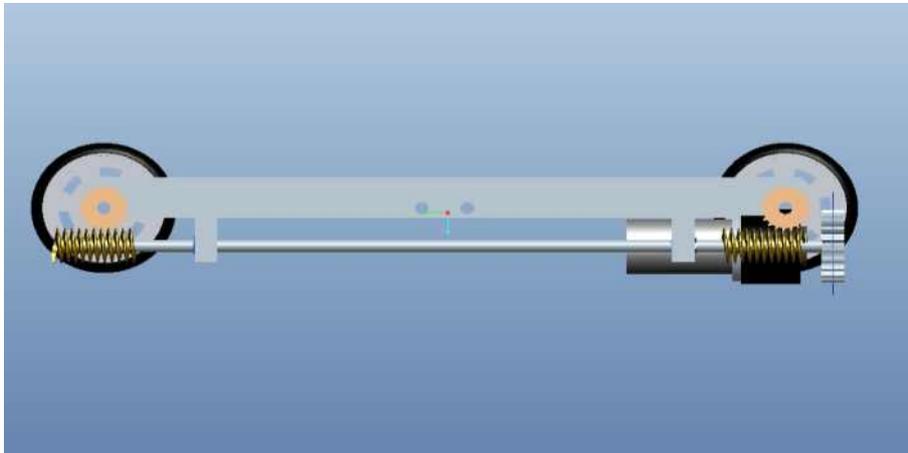


Fig. 59 Overall link gear system(side)

모터의 회전축을 스퍼기어로 연결한다. 모터가 회전하게 되면, 모터축과 연결된 스퍼기어 ‘기어 1’이 워밍기어와 연결된 ‘기어 2’를 회전시키고, ‘기어2’는 워밍기어를 회전시키고, 워밍기어가 회전하면서 워밍휠이 돌아가고 바퀴가 회전하게 된다. 워밍기어는 뒷바퀴까지 연결되어있어 앞바퀴의 회전과 뒷바퀴의 회전이 동시에 일어나며 기어비 또한 같게 설계되어 같은 속도로 회전하게 된다.

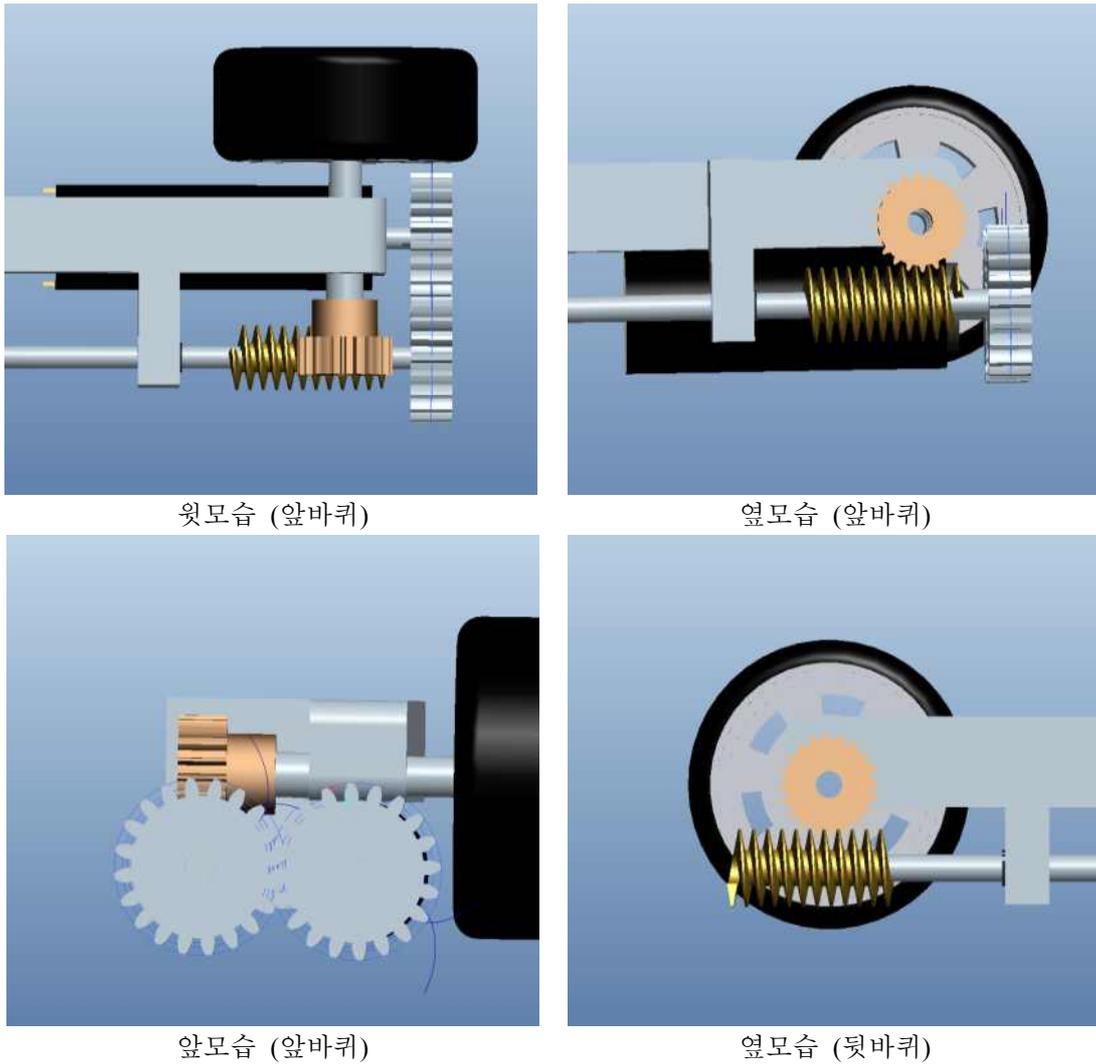


Fig. 60 Assemble of gear

웜기어가 마찰로 인한 동력 손실을 방지하기 위해 베어링을 사용한다.

✓ 모터 축 검증

Motor shaft 재질 : C45

C45의 항복 응력 : $\sigma_Y = 335N/mm^2$

$$\tau_Y = 0.5\sigma_Y = 176.5N/mm^2$$

안전계수를 1.5로 가정했을 때, $\tau_{max} = 117.6667N/mm^2$

Twisting moment : M_t , Twisting coefficient : K_t

Bending moment : M_b , Bending coefficient : K_b

이때, $M_t = 0.1574N \cdot M$, $M_b = 1.8533N \cdot M$, $K_t = 1.5$, $K_b = 2$

M_t, M_b, K_t, K_b 가 주어졌을 때, 모터 축의 지름은

$$d_m^3 = \frac{16}{\pi \tau_{\max}} \sqrt{(K_b M_b)^2 + (K_t M_t)^2} \quad (9)$$

의 식에 대입하여 구할 수 있으며, 각각의 값을 대입하였을 때,

$d_m = 0.005438m = 5.438mm$ 의 값을 얻을 수 있다. 따라서 선정된 DC motor의 지름이 6mm이므로 사용해도 무방하다.

✓ 모터 축의 굽힘 검증

$\sigma_d = \frac{32M_b}{\pi d_m^3}$ 의 재료역학 공식을 사용하여 굽힘을 검증할 수 있다.

$M_b = 16.3mm \times 60N = 0.978 \times 10^3 N \cdot mm$, $d_m = 6mm$ 의 값을 위 식에 대입해보자.

$$\sigma_d = \frac{32 \cdot (0.978 \times 10^3)}{\pi \cdot 6^3} = 46.12 N/mm^2 \quad (10)$$

모터 축 검증에서 정한 $\tau_{\max} = 117.6667 N/mm^2$ 과 σ_d 를 비교해보면, $\sigma_d < \tau_{\max}$ 이므로 선정된 모터 축 또한 재료의 측면에서 검토했을 때 안정함이 증명되었다.

✓ Worm Gear and Worm Wheel Design

- 가정

① 기어들의 구동 효율을 떨어뜨리는 가장 큰 요소는 마찰이다. 마찰을 줄이기 위해 기어에 윤활이 필요하다. 따라서 기어 system은 closed system이다.

② 보정계수 없음.

1) Worm Gear 재질 : S45C

S45C의 항복 응력 : $[\sigma_b]_w = 1400 kgf/cm^2$

Worm Wheel 재질 : CAC702(황동)

CAC702(황동)의 항복 응력 : $[\sigma_b]_{ww} = 500 kgf/cm^2$

Worm Gear의 안전계수를 약 2, Worm Wheel의 안전계수를 약 3으로 가정.

$[\sigma_b]_{ww} \div (\text{안전계수})_{ww}$, $[\sigma_b]_w \div (\text{안전계수})_w$ 의 값을 비교하여, Worm Gear와 Worm Wheel 둘 중 어떤 것이 상대적으로 약한지 파악하자.

$$[\sigma_b]_{ww} \div (\text{안전계수})_{ww}, [\sigma_b]_w \div (\text{안전계수})_w \quad (11)$$

$$500 kgf/cm^2 \times 0.33 < 1400 kgf/cm^2 \times 0.5 \quad (12)$$

$$150 kgf/cm^2 < 700 kgf/cm^2 \quad (13)$$

즉, Worm Wheel이 Worm Gear보다 약하다. 따라서 Worm Wheel의 정밀한 검증이 필요하다.

2)

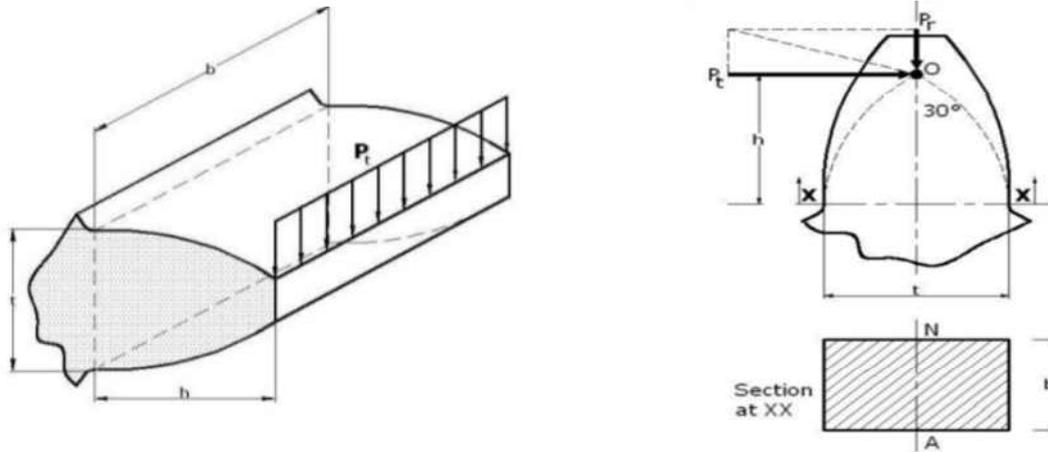


Fig. 61 Teeth of gear¹¹⁾

Worm Wheel의 기어 이빨 한 개에 대해 하중이 주어졌을 때 굽힘을 계산해보자.

하나의 고정 면을 기준으로 M_b 크기의 모멘트를 받는 경우 끝점에서 받는 굽힘 응력은 $\sigma_b = \frac{M_b \times y}{I}$ 을 통하여 구할 수 있다. 더불어, 이빨의 응력해석을 할 때, ‘Luise Equations’, 또는 굽힘 공식에 ‘Leise Factor’을 고려한다. 후자의 경우를 선택했을 때 이빨에서의 굽힘 공식은 다음과 같다.

$$\sigma_b = \frac{M_b \times y}{I} = \frac{P_t}{m \times b \times Y} \quad (14)$$

P_t = 이빨 한 개에 걸리는 분포하중

m : 모듈

b : Face Width

$$Y = \frac{t^2}{6 \times m \times h} \text{ (Luise Factor)}$$

$$= \frac{1.57^2}{6 \times 1 \times 1.5} = 0.274 \quad (15)$$

Y를 위의 식에 대입하면,

$$\sigma_b = \frac{6 \times h \times P_t}{b \times t^2} \quad (16) \text{ 이다.}$$

현재, P_t 를 제외한 모든 수치는 카탈로그에 나와 있다. 모터에서 나온 출력 토크가 스피 기어를 거쳐, 워밍휠에 들어오는 input torque는 $0.1787N \cdot m = 178.7N \cdot mm$ 이다.

굽힘 응력은 치 뿌리에서 확인 하는 것이고, 워밍휠의 중심부터 치 뿌리까지의 거리가 10mm이므로 $P_t = 17.87N$ 이다. 따라서, $h = 1.5mm, t = 1.57mm, b = 10mm, P_t = 17.87N$ 를 루이스 요소를 고려한 굽힘응력 식에 대입하면,

$$\sigma_b = \frac{6 \times 17.87N \times 1.5mm}{10mm \times 1.57^2 mm^2} = 6.524Mpa \quad (17)$$

이다. $[\sigma_b]_{ww} = \text{약 } 50Mpa$, 따라서 $\sigma_b < [\sigma_b]_{ww}$ 을 만족하므로 선정된 Worm Gear와 Worm Wheel이 구동될 때 전혀 문제가 발생하지 않음을 알 수 있다.

3) Worm Gear와 Worm Wheel의 힘 분석

Worm Gear와 Worm Wheel이 맞물려 작동할 때 발생하는 부하는 크게 3가지가 존재한다. Dynamic Load (F_d), Static Load(F_s), Wear Load(F_w)

- Dynamic Load(F_d)

$$F_d = F_t \times C_v, F_t = \text{Tangential Force}, C_v = \text{Barth Velocity Factor}$$

$$C_v = \frac{6 + V_{mg}}{6}, V_{mg} = \frac{\pi d_2 N_2}{60} = \frac{\pi \times 0.020 \times 296}{60} = 0.31 m/s \quad (d_2: \text{피치 지름}) \quad (18)$$

$$\therefore c_v = \frac{6 + 0.31}{6} = 1.0517$$

Tangential moment $m_t = F_t \left(\frac{d_2}{2}\right)$ 임을 이용하면,

$$178.7 N \cdot mm = [F_t] \times \left(\frac{20}{2} mm\right) \quad (19)$$

$$\therefore F_t = 17.87 N$$

$$\therefore F_d = F_t \times C_v \text{ 이므로, } F_d = 17.87 N \times 1.0413 = 18.61 N$$

- Static Load(F_s)

$$F_s = [\sigma_b] \times Y_{vuv} \times b \times m_n \quad (20)$$

For $Z = 4$ (Z : 웜기어와 맞물리는 웜휠의 이빨 개수)

$$b = 0.67 d_1 \quad (d_1: \text{웜기어의 피치원 지름} = 16mm)$$

$$\therefore b = 10.72 mm$$

$$m_n = m_x \cos \gamma \quad (m_x = \frac{\text{이끌원 직경}}{\text{피치원 직경}} = \frac{18 mm}{16 mm} = 1.125) \quad (21)$$

압력각 : $\gamma = 20^\circ$

$$\therefore m_n = 1.125 \times \cos 20^\circ = 1.057$$

$$\therefore F_s = [500 kgf \times 9.81] \times 0.33 \times 1.072 cm \times 0.1057 cm = 183 N \quad (22)$$

$$\therefore F_s > F_d$$

위의 부등식을 만족했으므로, 웜기어와 웜휠이 구동될 때, 전혀 문제가 없다. 또한, $F_s > F_d$ 를 통해 웜기어와 웜휠이 self-locking이 됨도 증명되었다.

- Wear Load(F_w)

$$F_w = D_g b K_w$$

D_g : pitch diameter of gear(mm)

K_w : wear factor(Mpa)

Material		K _w (MPa)		
Worm	Gear	λ<10°	λ<25°	λ>25°
Steel, 250 BHN	Bronze	0.414	0.518	0.621
Hardened steel (Surface 500 BHN)	Bronze	0.552	0.690	0.828
	Chill-cast Bronze	0.828	1.036	1.243
Cast iron	Bronze	1.036	1.277	1.553

Fig. 62 Wear Factor¹²⁾ of gear

위의 표를 참고하면,

$$F_w = 16mm \times 10.72mm \times 0.414Mpa = 71.01N \quad (23)$$

$$F_w = 71.01N > F_d = 18.61N \quad (24)$$

이므로 웜기어와 워밍의 구동은 안정하다.

✓ Spur Gear 기어 강도계산을 통한 해석 및 안전성 판별

1) 굽힘강도 [N]

굽힘강도란 기어가 하중을 받을 때, 이뿌리 부분에서 발생하는 응력값을 말한다. 즉 기어의 이뿌리가 균열이나 휨이 없이 견딜 수 있는 최대 강도이다.

굽힘강도는 치폭에 따라 많은 영향을 받으므로 전위계수와 밀접한 관계가 있다. 따라서 기어 치수 결정 시 전위계수 선정에 주의해야 한다. 굽힘강도 계산의 기본식은 루이스 식(Lewis equation)에서 출발한다. 다음 그림에서 기어의 이에 수직으로 작용하는 힘을 W_n이라 한다. W_r과 W_t는 각기 기어의 반경방향과 접선방향으로 작용하는 하중이다.

기어 이를 외팔보로 가정하면 접선방향의 하중 W_t는 굽힘 모멘트(Bending Moment)를 발생시킨다.

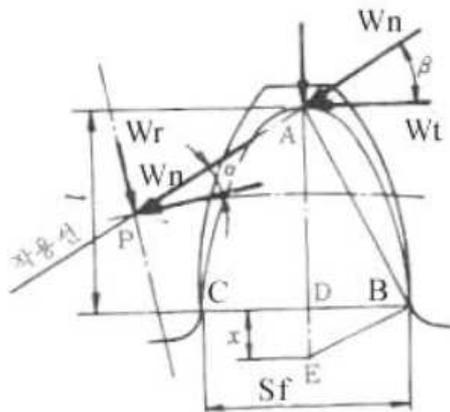


Fig. 63 Spur gear¹³⁾

위 그림에서 보듯이 기어의 가장 취약 부분은 이뿌리인 B와 C점을 잇는 단면 부분이다. 치폭을 b, B와 C점부터 하중이 미치는 점까지 거리를 l, 선분 BC의 거리를 Sf라 한다. 이때 B점이 받는 굽힘강도는 다음과 같다.

$$\sigma_B = \frac{M_B}{Z} \quad (25)$$

$$M_B = W_t \cdot l, \quad Z = \frac{bS_f^2}{6}, \quad \text{여기서 } S_f = \phi m, \quad l = \phi m$$

$$\text{따라서, } \sigma_B = \frac{6W_t l}{bS_f^2} = \frac{6W_t \phi}{\phi^2 m b} = \frac{W_t 6\phi}{b m \phi^2} \text{ 이다.}$$

$y = \frac{\phi^2}{6\phi}$ 를 루이스 치형계수라고 한다. σ_B 를 y에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$\sigma_B = \frac{W_t}{bmy} \Rightarrow W_t = \sigma_B bmy \quad (26)$$

위 식이 루이스 식이다. 그러나 루이스 식은 <그림>에서 B와 C점에 작용하는 응력집중을 고려하지 않았다. 또한 원주방향 힘 Wr에 의해 이뿌리에 작용하는 수직응력(압축응력)과 전단응력을 고려하지 않았다. 이러한 기타 조건들을 고려한 수정계수를 루이스 식에 첨가한 것이 AGMA 굽힘강도 계산식이다. 속도와 충격에 의한 영향을 고려한 굽힘강도 식은 다음과 같다.

$$W_t = f_v f_w \sigma_B p b y = f_v f_w \sigma_B m b Y, \quad (f_v: \text{속도계수}, f_w: \text{충격계수}) \quad (27)$$

- 스피기어의 치형계수 Y

잇수 Z	입력각 α=14.5°		입력각 α=20°				잇수 Z	입력각 α=14.5°		입력각 α=20°			
	보통이	보통이	낮은이	유성기어 잠치		보통이		보통이	낮은이	유성기어잠치			
				작은기어	내접기어					작은기어	내접기어		
12	0.210	0.245	0.311	0.327	-	28	0.314	0.353	0.430	0.400	0.6		
13	0.223	0.261	0.324	0.327	-	30	0.317	0.359	0.437	0.405	0.6		
14	0.236	0.277	0.339	0.330	-	34	0.327	0.371	0.446	0.415	0.6		
15	0.245	0.290	0.349	0.330	-	38	0.333	0.384	0.456	0.424	0.6		
16	0.254	0.296	0.361	0.333	-	43	0.339	0.397	0.462	0.430	0.6		
17	0.264	0.303	0.368	0.342	-	50	0.346	0.409	0.474	0.437	0.6		
18	0.270	0.309	0.377	0.349	-	60	0.345	0.422	0.484	0.446	0.5		
19	0.276	0.314	0.386	0.358	-	75	0.361	0.435	0.496	0.452	0.5		
20	0.283	0.322	0.393	0.364	-	100	0.368	0.447	0.506	0.461	0.5		
21	0.289	0.328	0.399	0.371	-	150	0.374	0.460	0.518	0.468	0.5		
22	0.292	0.331	0.405	0.374	-	300	0.383	0.472	0.534	0.478	0.5		
24	0.296	0.337	0.415	0.383	-	레크	0.390	0.485	0.550	-	-		
26	0.308	0.346	0.424	0.393	-								

Fig. 64 Teeth factor Y 표14)

- 기어재료에 대한 허용굽힘응력 σ_B

종류	기호	참고 (구기호)	인장강도 [N/mm ²]	브리넬 경도 (HB)	허용굽힘응력 [N/mm ²]
회주철 (D 4301)	GC 150	GC 15	150 이상	212 이하	69
	GC 200	GC 20	200 이상	223 이하	88
	GC 250	GC 25	250 이상	241 이하	108
	GC 300	GC 30	300 이상	262 이하	127
주강	SC 410	SC 42	410 이상	140	118
	SC 450	SC 46	450 이상	160	186
	SC 480	SC 49	480 이상	190	196
기계구조용 탄소강	SM 25 C	좌동	441 이상	123 ~ 183	206
	SM 35 C		510 이상	149 ~ 207	255
	SM 45 C		569 이상	167 ~ 229	294
표면담금질강	SM 15CK	SM 15CK	450 이상	400 : 기름담금질	294
	SNC 415	SNC 21	784 이상	600 : 풀담금질	343 ~ 392
	SNC 815	SNC 22	980 이상	600 : 풀담금질	392 ~ 539
니켈크롬강	SNC 236	SNC 1	735 이상	212 ~ 255	343 ~ 392
	SNC 631	SNC 2	833 이상	248 ~ 302	392 ~ 588
	SNC 836	SNC 3	931 이상	269 ~ 321	392 ~ 588
청동 벨라메탈(황동계합금) 인칭동(주물) 니켈청동(주조) 페놀 수지 등			176 이상	85	49 이상
			343~588	-	98 ~ 196
			186~294	70 ~ 100	49 ~ 69
			627~882	180 ~ 260	196 ~ 294
					29 ~ 49

Fig. 65 Allowance bending stress σ_B 표¹⁵⁾

- 기어의 충격계수 f_w

하중의 작용상태	하중계수 값 f_w
하중이 비교적 조용한 경우	0.80
하중이 변동하는 경우	0.74
충격을 수반하는 경우	0.67

주 f_w 값이나 조건이 주어지지 않으면 1로 한다.

Fig. 66 Impact Factor f_w 표¹⁶⁾

- 기어의 속도계수 f_v

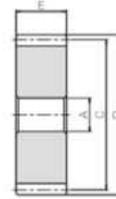
Table 6 Velocity factor f_v ¹⁷⁾

원주속도 v [m/s]	속도계수 f_v	기어의 다듬질 정도	적용 예
$v=0.5\sim 10$ [m/s] : 저속용	$\frac{3.05}{3.05 + v}$	거칠은 면	크레인, 권상기, 시멘트 밀
$v=10\sim 20$ [m/s] : 중속용	$\frac{6.1}{6.1 + v}$	기계다듬질	전동기, 일반기계, 정밀기계
$v=20\sim 50$ [m/s] : 고속용	$\frac{5.5}{5.5 + \sqrt{v}}$	정밀다듬질	증기터빈, 송풍기 등 고속기계, 고정밀기계

* 평기어 카탈로그 기호 : SSA1-32



공 통 사 양	
정밀도 등급	표준 치형 (ISO B 1702-1 1998) 표준 치형 (ISO B 1702 1998)
치 형	표준치형
압 력 각	20°
재 질	S45C
열 처 리	—
치 면 경 도	194HB 이하



55

카탈로그 기호	모듈	잇수	형상	내경	보스경	외지름직경	허용외지름	치폭	웹두께	임 직경
				A_{e1}	B	C	D	E	H	I
SSA1-20	m1	20	55	8	—	20	22	10	—	—
SSA1-24		24	55	8	—	24	26	10	—	—
SSA1-25		25	55	8	—	25	27	10	—	—
SSA1-28		28	55	8	—	28	30	10	—	—
SSA1-30		30	55	8	—	30	32	10	—	—
SSA1-32		32	55	8	—	32	34	10	—	—
SSA1-35		35	55	8	—	35	37	10	—	—
SSA1-36		36	55	8	—	36	38	10	—	—
SSA1-40		40	55	8	—	40	42	10	—	—
SSA1-45		45	55	8	—	45	47	10	—	—
SSA1-48		48	55	8	—	48	50	10	—	—
SSA1-50		50	55	10	—	50	52	10	—	—
SSA1-55		55	55	10	—	55	57	10	—	—
SSA1-56		56	55	10	—	56	58	10	—	—
SSA1-60		60	55	10	—	60	62	10	—	—

Fig. 67 SSA Spur gear¹⁸⁾

$Z = 32, \alpha = 20^\circ, m = 1, b = 2.66 \text{ mm}$ 으로부터

$$Y = 0.32044, \sigma_B = 294 \text{ MPa}, f_w = 0.80, f_v = \frac{3.05}{3.05 + v} = 0.8465 \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \therefore \text{허용굽힘강도} &= f_v f_w \sigma_B m b Y \\ &= (0.8465)(0.80)(294 \text{ MPa})(1 \text{ mm})(2.66 \text{ mm})(0.32044) \\ &= 271.54 \text{ N} \end{aligned}$$

2) 면압강도 [N]

- 접촉면응력계수 k

기어재료의 경도(HB)		접촉면 응력계수 k_t [N/mm ²]		기어재료의 경도(HB)		접촉면 응력계수 k_t [N/mm ²]	
작은 기어	큰 기어	압력각 α		작은 기어	큰 기어	압력각 α	
		14.5°	20°			14.5°	20°
강(150)	강(150)	0.196	0.265	강(400)	강(400)	2.293	3.048
강(200)	강(150)	0.284	0.382	강(500)	강(400)	2.430	3.224
강(250)	강(150)	0.392	0.519	강(600)	강(400)	2.568	3.410
강(200)	강(200)	0.392	0.519	강(500)	강(500)	2.871	3.812
강(250)	강(200)	0.510	0.941	강(600)	강(600)	4.214	5.576
강(300)	강(200)	0.647	0.843	강(150)	주철	0.294	0.382
강(250)	강(250)	0.647	0.843	강(200)	주철	0.578	0.774
강(300)	강(250)	0.794	1.049	강(250)	주철	0.960	1.274
강(350)	강(250)	0.960	1.274	강(300)	주철	1.029	1.362
강(300)	강(300)	0.960	1.274	강(150)	인경동	0.304	0.402
강(350)	강(300)	1.137	1.509	강(200)	인경동	0.608	0.804
강(400)	강(300)	1.245	1.646	강(250)	인경동	0.902	1.323
강(350)	강(350)	1.245	1.784	주철	주철	1.294	1.842
강(400)	강(350)	1.588	2.058	니켈주철	니켈주철	1.372	1.823
강(500)	강(350)	1.666	2.215	니켈주철	인경동	1.137	1.519

Fig. 68 Stress factor k 표¹⁹⁾

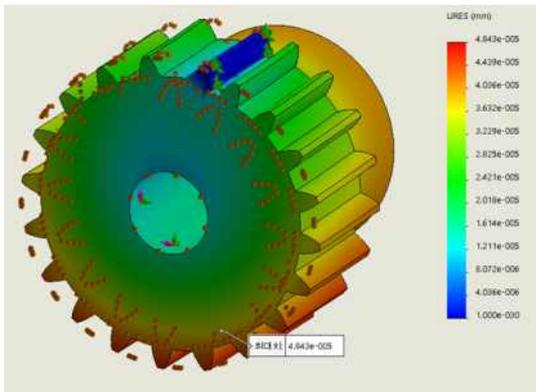
$$\begin{aligned} \text{면압강도} &= f_v k m b \frac{2Z_1 Z_2}{Z_1 + Z_2}, \quad k = 0.519 \\ &= (0.8465)(0.519 N/mm^2)(1mm)(2.66mm) \frac{2(32)(32)}{32+32} \\ &= 37.40 N \end{aligned} \tag{29}$$

우리가 사용하는 구동부의 모터에 의한 스퍼기어에서의 최대 토크는 0.1985 Nm이므로 토크에 의한 기어에서의 최대 힘은 0.1985/0.016 N = 12.41 N 이다. 따라서 면압강도를 만족하므로 수명에 대한 문제가 없다. 최대 힘에 의한 기어 이빨리에서의 굽힘응력을 구해보기 위해, 이빨리를 캔틸레버로 가정하여 구할 수 있다.

$$\sigma = \frac{My}{I} = 0.257 MPa \tag{30}$$

이므로 허용굽힘응력인 294MPa도 안전하게 만족함을 알 수 있다. 검증을 위해 Solidworks를 사용하여 원형, 스퍼기어에 대해 FEM 해석을 하였다.

Worm wheel



<해석조건>

Center : 고정핀지지

기어의 하나의 치면을 고정지지

중심부 토크는 모터선정시 계산된

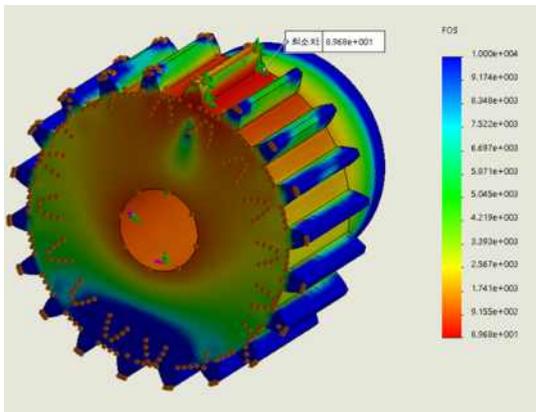
최대가능토크=0.1787Nm

카탈로그 : 허용치면강도 = 1.83Nm

<해석결과>

Maximum deformation = $4.84 \cdot 10^{-5}$ mm

Fig. 69 Deformation in WormWheel



<해석조건>

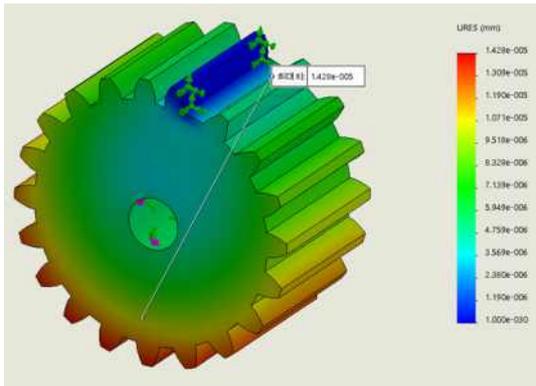
위와 동일하다.

<해석결과>

Minimum FOS = 89.7

Fig. 70 FOS in WormWheel

- Spur Gear



<해석조건>

Center : 고정편지지

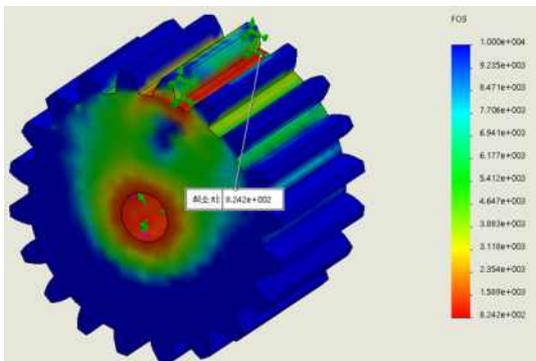
기어의 하나의 치면을 고정지지

중심부 토크는 모터선정시 계산된 최대가능토크=0.1985Nm

<해석결과>

Maximum deformation = $1.43 \cdot 10^{-5}$ mm

Fig. 71 Deformation in Spur Gear



<해석조건>

위와 동일하다.

<해석결과>

Minimum FOS = 824

Fig. 72 FOS in Spur Gear

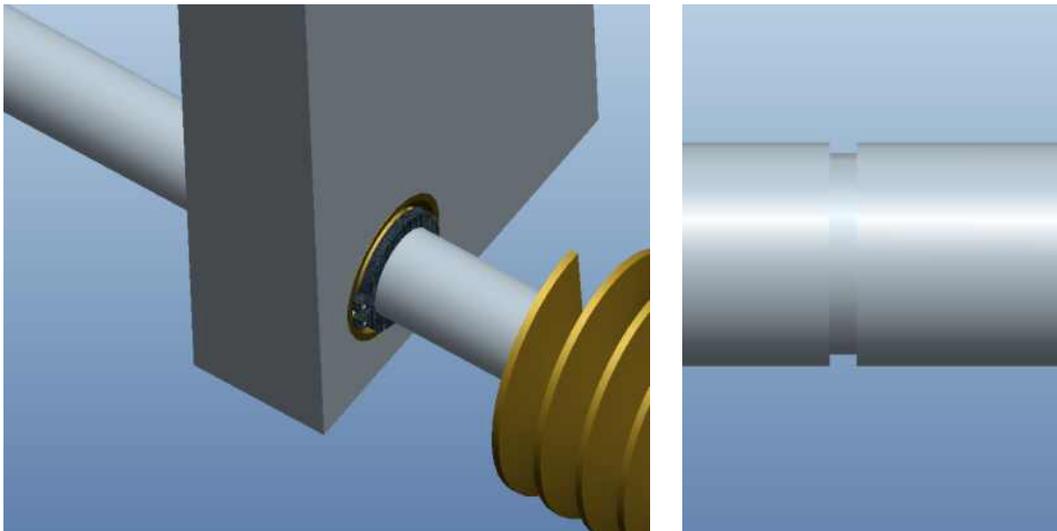
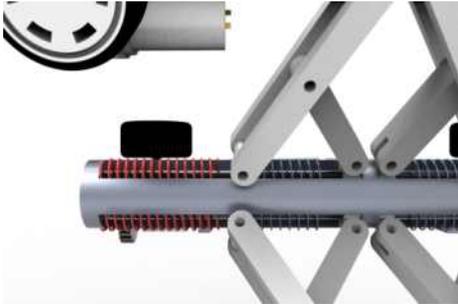
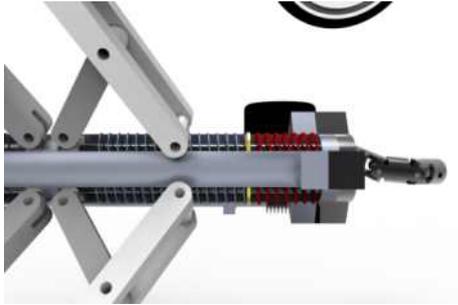
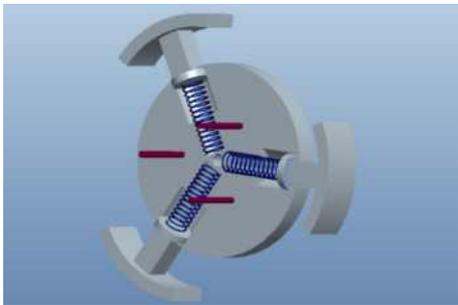
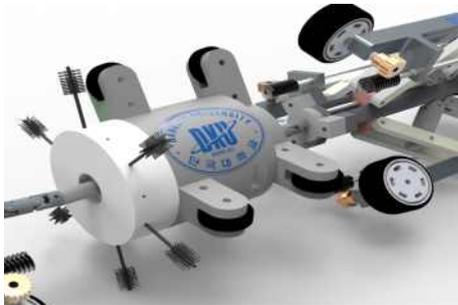


Fig. 73 Assemble the bearing and snap-ring

웜기어가 회전하면서 빠지는 것을 방지하기 위해 스냅링을 사용한다. 웜기어의 축에 스냅링이 들어갈 수 있도록 홈을 파고 앞바퀴 쪽과 뒷바퀴 쪽 모두 체결하여 빠지지 않도록 한다.

2.8 변동된 사항

Table 7 Summary of design changes

	종합설계 1	종합설계 2
구동부 스프링		
구동부 재질	ABS	PLA
청소부		
전원공급	SMPS 이용 24V, 5V 공급	24V, 12V, 5V 전원 어댑터 사용
제어방식	카메라, 거리감지센서, 자이로 센서를 이용한 자동 제어	카메라, 자이로 센서를 이용한 수동 제어

✓ 구동부

구동부 설계 및 제작에서 구동부 스프링에 변동사항이 있다. PCR 구동부를 설계할 때, 파이프 수평 배관 및 수직 배관에 잘 밀착되어 움직이도록 설계했기 때문에 파이프의 지름은 $\phi 290$ 인 수직 배관에 모터에 전력공급이 없을 때 오로지 스프링 강성과 웜휠, 웜기어의 self-locking 시스템으로 평형상태가 되도록 설계했다. 이 상황에서 필요한 스프링 강성의 경우 약 2500N/m이다.

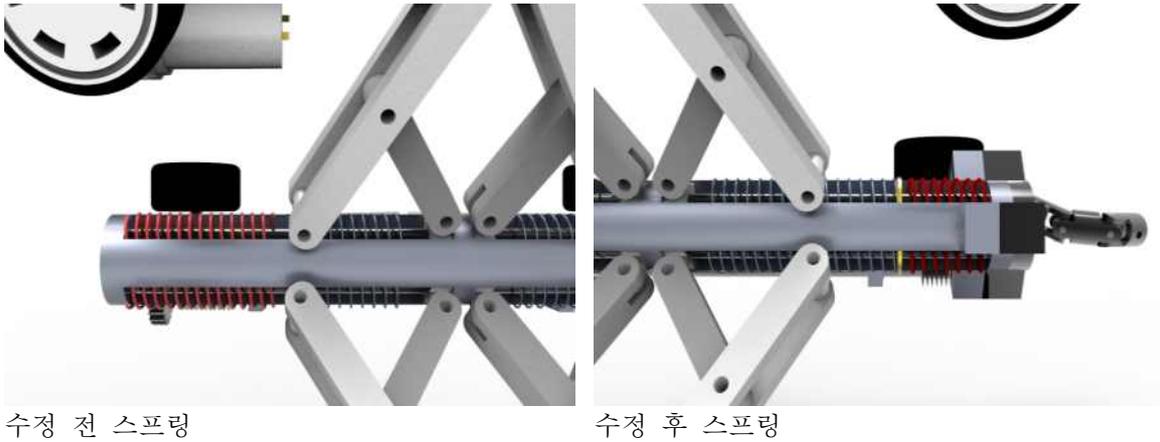


Fig. 74 Spring design change photo

실제, 2500N/m인 스테인리스 재질의 스프링을 위에 그림과 같이 하나의 구동부에 총 6개의 스프링을 장착하여 파이프에서 실험을 진행하였다. 그 결과, 처음 설계를 진행했을 때 우려했던 수직관에서 임펠, 임펠기어의 self-locking 시스템과 더불어 전력공급이 없을 때 그 상태로 잘 견뎠다. 하지만, 수평관에서 모터가 실제로 구동될 때, 스프링 강성이 너무 강해서 기어가 틀리는 현상이 일어났다. 우리 조가 선정한 DC모터의 경우 기어비가 1: 21이며, 정격토크의 경우 0.55N으로 2500N/m의 강성을 컨트롤하기엔 토크가 부족할 수 있으나, 스프링 강성을 실험적으로 조절하는 것이 현명한 선택이라 판단하여 실험을 진행하였다. 실험은 강성이 2000N/m, 1500N/m, 1000N/m인 스프링을 한 번씩 교체하여 모터 구동시 기어의 틀림현상과 수직관에서 전력공급이 없을 때 바퀴에 미끄러짐이 생기지 않게하는 강성을 찾아나갔다. 그 결과 강성이 2000N/m, 1500N/m의 스프링 경우에 두 가지의 경우를 모두 만족시키는 적절한 스프링이었다. 1000N/m의 스프링은 수직관에서 약간의 미끄러짐이 발생했으나, 수평관에서 부드러운 구동 현상을 관찰할 수 있었다. 하지만, 우리 조는 파이프의 내경이 $\phi 220 - \phi 290$ 인 경우에 대하여 미끄러짐 방지와 5cm/s의 속도를 유지해야 하는 조건을 만족시켜야 하기 때문에 하나의 강성의 스프링을 사용하려는 것을 두 개의 스프링을 직렬로 연결시키는 방법을 택했다.

두 개의 스프링을 직렬로 연결했을 때의 강성을 등가 스프링 개념으로 자유물체도 및 수식 전개를 하면 다음과 같다.

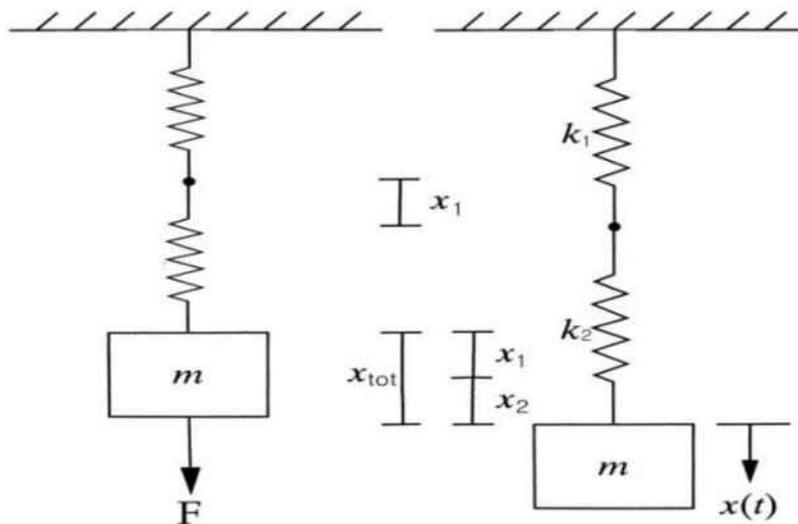


Fig. 75 Driving part spring free body diagram

등가 강성을 K_{eq} 라고 하고, 직렬로 연결된 각각의 스프링 강성을 K_1, K_2 라 했을 때,

$$\frac{1}{K_{eq}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}$$

가 성립한다. 한편, 수직관에서 건디는 경우와, 수평관에서 부드럽게 동작하기 위해 필요한 수직항력의 경우 구동부 다리 하나에 약 120N이다. 또한, 스프링과 연결된 슬라이더의 최대 변위는 20cm이다. 이를 근거하여 적절한 등가 강성 K_{eq} 를 계산하면, $120(N) = K_{eq} \times 0.2(m)$ 이므로 $K_{eq} = 600N/m$ 이다. 따라서 우리 조는 처음 사용한 2500N/m의 스프링과 1000N/m의 강성을 사용할 것이다.

실제 계산을 해보면, $\frac{1}{1000N/m} + \frac{1}{2500N/m} = \frac{7}{5000N/m}$ 즉, $K_{eq} = 714N/m$ 로 충분한 강성의 스프링임을 알 수 있다. 스프링 재질은 스테인리스를 유지한다.

두 번째로 구동부의 3D 프린트 재질을 ABS에서 PLA로 변경했다. 스프링 강성을 다시 계산하여 ABS 재질로 프린팅 된 구동부 링크를 조립하여 파이프에 넣은 결과 링크에서의 공차를 고려했음에도 불구하고 ABS 재료의 수축 때문에 적층 된 경계층을 따라 갈라짐을 발견했다. 구동부 링크의 재질을 ABS에서 PLA로 변경하기 위해 두 재질의 특성을 비교한 표는 아래와 같다.

1)Table 8 PLA / ABS Property comparison Table

	PLA	ABS
Density	1.3g/cm ³	1.0~1.4g/cm ³
Young's Modulus	3.5Gpa	2.0~2.6Gpa
Elongation at Break	6%	3.5%~50%
UTS	50MPa	37~110Mpa

두 재료의 특성에 대해 추가적으로 살펴보면, ABS는 강도, 유연성, 피삭성 그리고 높은 온도 저항이 PLA보다 뛰어나다. 하지만, 열변형, 휘어짐으로 때에 따라 PLA보다 강도가 낮다. 즉, 작은 부품을 출력하는 경우 ABS강도가 높을지라도 상대적으로 크기가 큰 부품을 출력하는 경우 PLA가 보다 적절하다. 처음 설계할 때 ABS의 해석조건을 E=2,0Gpa, UTS=44Mpa로 해석을 진행하였다. PLA의 E, UTS값이 3.5Gpa, 50Mpa이므로 재료 해석을 생략한다.

✓ 청소부

기존의 청소부 설계이다. 지름 $\phi=220\sim 290mm$ 을 만족하기 위하여 청소부 내부에 각각 독립적인 스프링 3개를 배치시켰다. 청소부 몸체의 재질은 ABS로 선정하였으며 3D프린터를 이용하여 제작할 예정이었다.

1)

<http://www.atadmin.net/%EA%B8%B0%EC%96%B4EA%B8%B0%EC%B4%88%EC%8B%A4EB%AC%B4.htm#%EC%9B%90%EC%A3%BC%ED%94%BC%EC%B9%98%EB%AA%A8%EB%93%88>

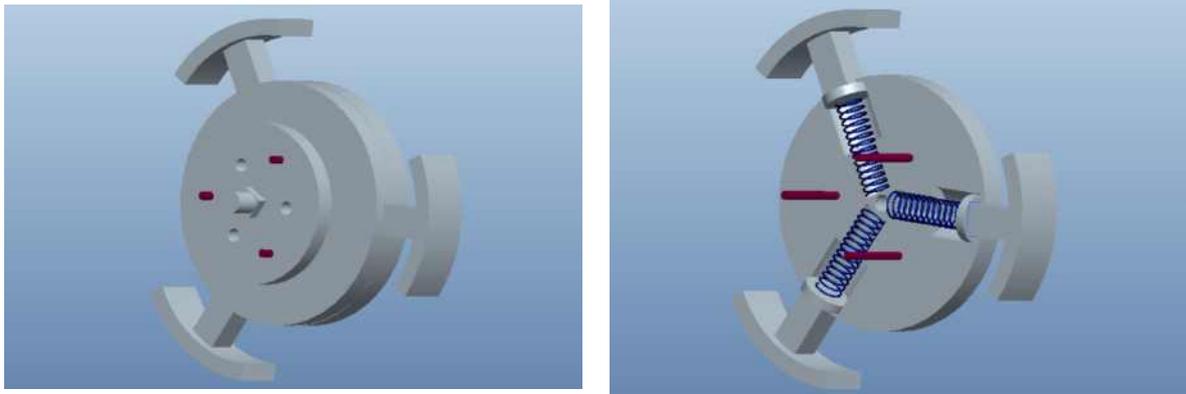


Fig. 76 Original janitoring part

✓ 청소부 스프링 선정

- 스프링 최대 압축비율 고려하여
스프링 자유 길이 = 87.95mm
- 조건1 : 취부길이 = 70.18mm ($\phi=290\text{mm}$)
조건2 : 최대압축길이 = 35.18mm ($\phi=220\text{mm}$)
- 용수철 상수 $k = 0.563\text{N/mm}$
- 용수철 카탈로그 참고
외경 = 19.43mm
선 두께 = 1.6mm

다리 하나 당 최소 10N, 최대 29.8N의 힘으로 청소한다.

✓ 청소부 디자인 결정 선정

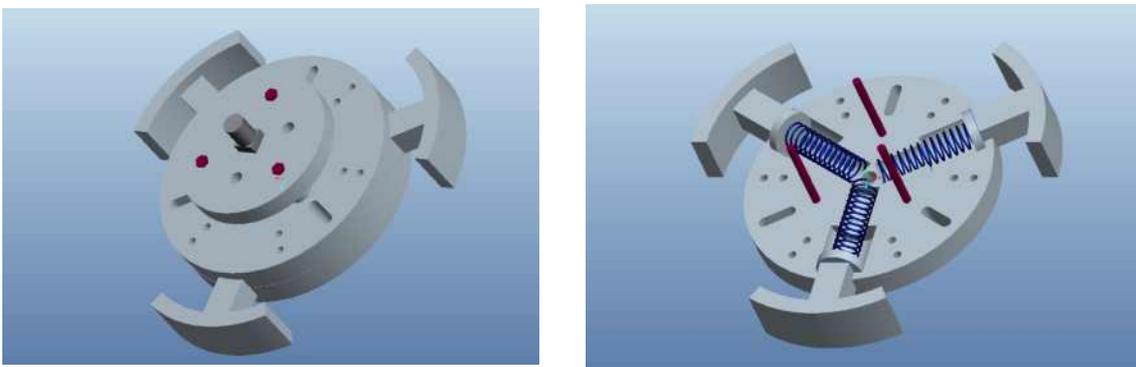
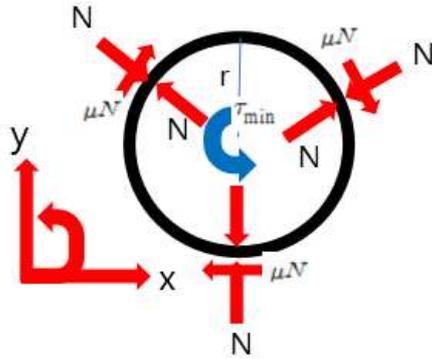


Fig. 77 Existing cleaning part and internal design

- 재질 : ABS(Density 0.5)
- 최적화한 몸체(1/2) : 227.09g
- 다리 1개 : 71.68g
- 플랜지 : 90.7g
- 총 중량=몸체(1/2) \times 2+다리 \times 3+플랜지 \times 2=778.94g

✓ 기존 청소부 모터 선정



maximum compressed state

$$k\Delta x_{\max} = (0.563N/mm)(52.77mm) = 29.7N$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum M_G = 3 \times r \times \mu_s N - \tau_{\min} = 0$$

$$\tau_{\min} = 2.94Nm$$

Fig. 78 Existing cleaning part FBD

• 청소부 모터 최소 토크 2.94Nm

✓ 청소부 설계 수정사항

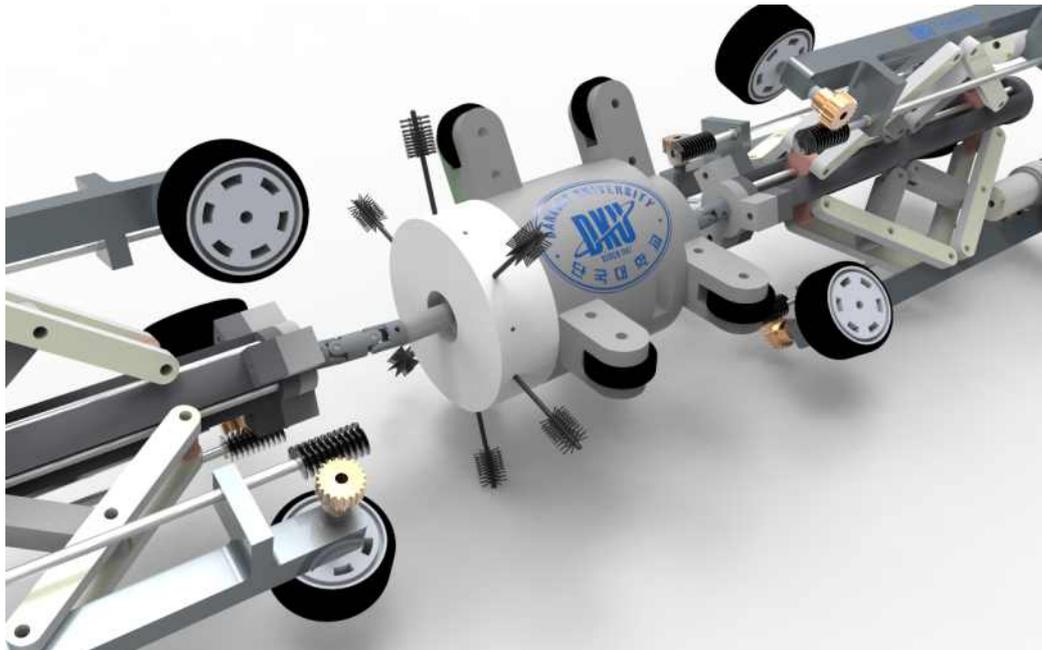


Fig. 79 Modified Janitor Model

처음 설계했던 모델링을 수정하였다. 3D 프린터로 출력을 완료한 후 유니버설 조인트와 2.94Nm의 토크를 낼 수 있는 스텝 모터를 체결한 후 구동시킨 결과, 아무런 외력이 가해지지 않았을 때 회전을 했지만, $\phi 250$ 파이프 안에 청소부가 있을 때 청소부의 회전을 일으키기엔 토크가 너무 역부족이었다. 따라서 처음에는 스텝 모터를 재선정하려 했다. 기존 2.94Nm의 토크보다 약 4,5배 강한 스텝모터를 찾았다. 하지만, 10Nm 이상의 토크를 낼 수 있는 스텝모터들의 경우 크기가 너무 컸고, 무게 또한 4kg이상들이 대다수였다. 우리 조의 PCR의 경우 구동부 2개, 컨트롤부 그리고 청소부까지 모두 합한 무게를 약 11kg

이 되도록 재질, 두께 및 기타들을 선정하였기 때문에 스텝 모터의 재선정은 최고의 선택이 아니었다. 따라서 설계를 다시 했다.

재설계를 할 때 고려사항으로는 세 가지가 있다. 첫째, DC 모터와 스퍼기어와 및 내접 기어를 사용하여 설계를 다시 할지, 기존의 스텝 모터를 그대로 사용할 지이다. 청소부 앞쪽에 연결되는 구동부에 들어가는 센서와, DC 모터에 연결되는 선 꼬임을 피하기 위함이 가장 중요하기 때문에 DC 모터, 스퍼기어, 내접 기어를 사용하여 재설계를 하였다. 둘째, $\phi 220 - \phi 290$ 사이의 파이프를 모두 회전운동을 통해 청소가 이뤄져야 함이었다. 이에 대해서는 내접 기어를 이용하고 내접 기어가 붙어있는 청소부 회전부에 다수의 청소 솔을 부착하여 회전시켜 청소하기로 결정하였다. 마지막으로, 청소부 무게였다. 구동부 하나당 무게를 4kg으로 설정하였고, 컨트롤부의 무게를 2kg으로 설정하였기 때문에 청소부의 무게는 3kg 미만으로 설계해야만 했다. 하지만 내접 기어를 이용하면 빈 공간이 창출되기 때문에 이에 대한 문제점 역시 해결할 수 있었다.

✓ 기어 설계

청소부에 사용되는 스퍼기어와 내접 기어의 검증을 하기 전에 청소부의 구동을 맡고 있는 DC 모터와 스퍼기어의 스펙을 먼저 살펴보았다.



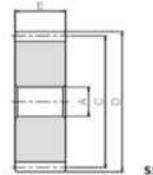
기어 타입	스퍼/헬리컬 기어
입력 전압	24V
감속비	1/21
정격토크	1.9kgf·cm
정격 회전수	326rpm
무부하 회전수	378rpm

Fig. 80 Modified Cleaner Motor Specification

평기어 카탈로그 기호 : SSA1-32



공 통 사 양	
명칭도 용량	표준치형
치 형	표준치형
압 력 각	20°
재 질	S45C
열 처 리	—
치 면 경 도	19-4HB 이하



카탈로그 기호	모듈	잇수	형상	공 통 사 양						
				내경 A ₁	보스경 B	외지름직경 C	이음줄직경 D	치폭 E	웹브두께 H	임 직경 I
SSA1-20	m1	20	SS	8	—	20	22	10	—	—
SSA1-24		24	SS	8	—	24	26	10	—	—
SSA1-25		25	SS	8	—	25	27	10	—	—
SSA1-28		28	SS	8	—	28	30	10	—	—
SSA1-30		30	SS	8	—	30	32	10	—	—
SSA1-32		32	SS	8	—	32	34	10	—	—
SSA1-35		35	SS	8	—	35	37	10	—	—
SSA1-36		36	SS	8	—	36	38	10	—	—
SSA1-40		40	SS	8	—	40	42	10	—	—
SSA1-45		45	SS	8	—	45	47	10	—	—
SSA1-48		48	SS	8	—	48	50	10	—	—
SSA1-50		50	SS	10	—	50	52	10	—	—
SSA1-55		55	SS	10	—	55	57	10	—	—
SSA1-56		56	SS	10	—	56	58	10	—	—
SSA1-60		60	SS	10	—	60	62	10	—	—

Fig. 81 SSA spur gear

먼저, 스퍼기어의 잇수는 32이고, 중심은 DC 모터와 연결된다. 청소부의 회전 목표값을 2rps로 가정한 후, 내접 기어의 잇수, 기어비를 계산하였다.

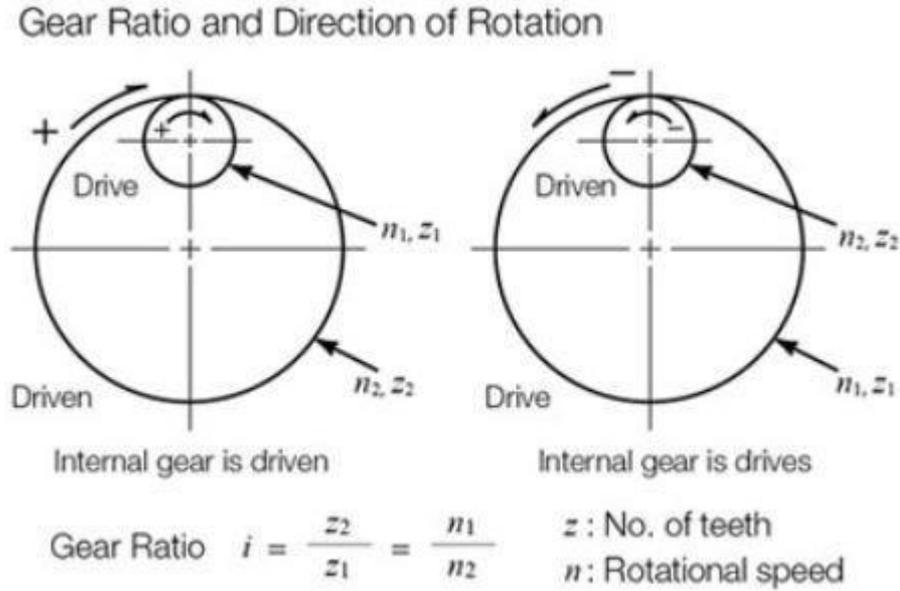


Fig. 82 Internal Gear Calculation

기어비 $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2rps}{326rpm/60min} = 0.368$ 그리고 $z_2 = 32$ 이므로 $z_1 = 86.96$ 이다. 즉, 내접기어의 잇수가 87개라면 청소부의 목표 회전속도 2rps를 얻을 수 있다. 한편, 청소부의 내접 기어 재질이 알루미늄이나 기타 금속 재질이라면 수명계산의 과정은 필수적이다. 하지만, 가공품을 제공 받기에 시기가 늦어 내접 기어의 재질을 PLA로 선정하였다. 따라서 수명계산의 과정은 생략한다.

✓ 컨트롤부

먼저, 종합설계 1때 설계했던 컨트롤부를 살펴보자.



Fig. 83 Original controlling part

위의 그림을 보면, 컨트롤부에는 DC 모터 6개, 스텝모터 1개 그 외 센서를 제어할 수 있는 arduino mega 2개와, wemos D1 1개가 들어갈 수 있도록 설계했다. 하지만, 실제 3D 프린팅을 진행하여 결합하여 보니 3가지의 문제점을 발견할 수 있었다. 첫째, 사용되는 액츄레이터와 센서가 많다보니, 컨트롤부에서 뺄어나오는 전선의 개수가 64개였다. 이는 청소부가 아무리 스텝 모터로 60도 기준으로 방향을 계속 바꿔준다 한들, 전선의 꼬임과 합선을 막기에는 너무 역부족한 방법이었다. 두 번째는 첫 번째 문제와 관련이 있다. 전선의 꼬임과 합선을 막기에 전선이 빠져나올 수 있는 공간을 확보하다 보니, 컨트롤부에 연결하는 부가 장착물들이 발생했고 이는 컨트롤부의 무게를 증가시켰다. 컨트롤부의 무게는 약 2kg이 늘어났고 처음 PCR의 총 무게 11kg을 넘어서는 상황이 발생했다. 마지막으로 방수 문제였다. 실제 산업용 파이프 안에는 물이나 기타 유체가 남아있을 가능성이 매우 크다. 이에 대한 해결책으로 방수 스프레이를 생각하였으나 산업용 파이프 내부에 남아있는 물기들을 모두 막아내기엔 역부족이었다.

따라서, 이 3가지 문제에 대한 해결책으로 컨트롤 부를 파이프 안쪽으로 넣지 않는 것을 선택했다. 실제 위에서 말한 스퍼기어와 내접기어를 사용한 청소부의 설계로 전선의 꼬임 및 합선문제는 쉽게 피할 수 있었으며, 방수 문제 또한 쉽게 피할 수 있다. 더불어 컨트롤부가 밖으로 빠지면 로봇의 총 무게가 확실히 감소하기 때문에 우리가 원하는 파이프 내에서의 구동이 원활하게 이루어진다.

✓ 전원공급 방법

기존의 설계에서 PCR의 전원 공급도를 먼저 살펴 보았다.

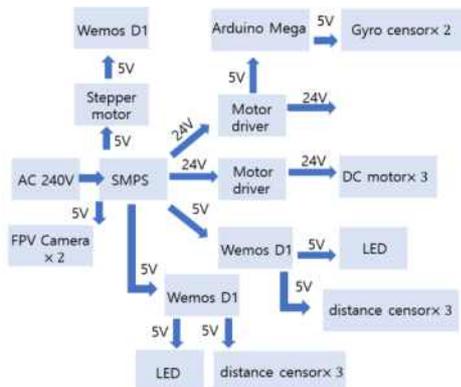


Fig. 84 Power supply

전원 공급도를 보면, SMPS에서 24V, 5V를 각각 모터 드라이버와 Wemos D1에 공급한다. 5V의 전원공급을 받은 아두이노는 모터 드라이버에 디지털 신호를 보낸다. 신호를 받은 모터 드라이버의 경우 PWM 형식으로 DC 모터의 속도를 컨트롤 한다. 스텝 모터 역시 같은 방식으로 제어된다. 하지만, SMPS를 실제 사용하여 실험해본 결과, 2개의 DC 모터와 연결된 모터드라이버에 전압 강하가 발생하여 실제로 약 각각의 모터에 약 11V의 전원이 공급되는 현상을 발견하였다. 11V가 공급된 DC 모터로 구동부를 구동시켜 앞서 언급한 설계 목표를 구현하는 것은 불가능했다. 따라서 SMPS 대신, 여러개의 어답터를 이용하여 구동부의 모터를 구동시키는 쪽으로 계획을 변경했다. 추가적으로, 청소부에 사용되는 스텝모터를 DC 모터를 이용한 모델로 설계를 새롭게 했기에 청소부 구동을 위한 DC 모터 역시 어답터를 이용하여 구현시켰다. 실제로 여러개의 어답터를 이용하여 총 4개의 모터드라이버에 각각 전원을 공급했을 때 전압 강하가 약 2V만 발생했다.

✓ 제어 방식

처음 채택했던 제어 방식은 와이파이가와 아두이노를 이용한 자동 제어 방식이었다. 제어 순서도는 아래와 같았다.

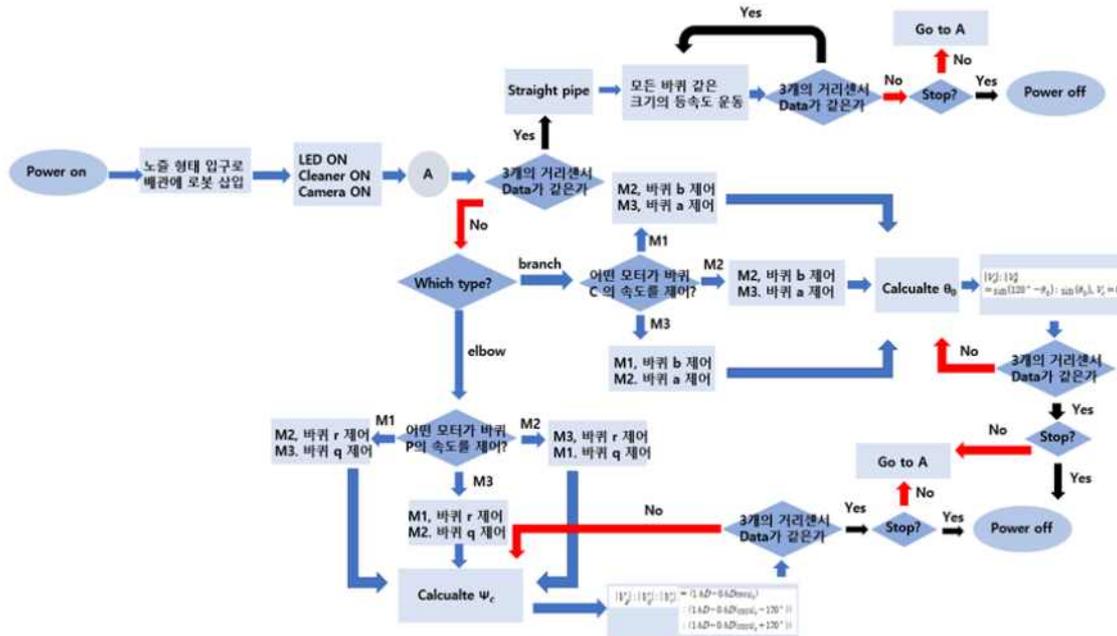


Fig. 85 Flow chart

자동 제어를 위해서 가장 큰 역할을 하는 센서는 자이로 센서와 거리 감지 센서였다. 거리 감지 센서의 경우 파이프 내에서 PCR의 위치와, PCR을 elbow와 branch에서 부드럽게 구동시키기 위해 사용되는 가장 중요한 센서였다. 센서를 구동부 바퀴에 각각 하나씩 부착하여 총 6개의 거리 감지 센서를 사용할 계획이었다. 실제로 센서 6개를 SPI 통신을 이용하여 거리 값을 얻어내는 과정은 성공했고, 실제로 구동부에 부착하여 파이프 내에서의 상황을 살펴보았다. 하지만, 설계를 처음 했을 때의 예상과는 다르게 elbow, branch 구간에서의 각 바퀴에 대한 거리 변화값은 매우 미미했고 파이프 내부에서의 zone을 정하기에는 한계가 있다고 판단하여, 수동 제어 방식을 택했다.

와이파이와 연결된 Wemos D1 mini pro가 master가 되어 slave인 mega 2560 2개에 디지털 신호를 주는 방식을 그대로 유지했다. 또한 기존에 선정했던 카메라 모듈을 통해 파이프가 회전해야 하는 구간에서는 앱 인벤터로 제작된 조이스틱을 이용하여 직접 작업자가 디지털 신호를 주는 방식의 수동 제어 형식으로 제작을 진행했다.

추진 일정
-2018년

NO	추진 내용	추진일정											
		10월			11월			12월					
1.	주제 및 구동방식 선택	■											
2.	청소부 디자인 및 스프링 선정		■	■									
3.	링크길이 및 전체적인 디자인 설정			■	■	■	■						
4.	선정 디자인에 따른 3D 모델링					■	■	■	■	■	■		
5.	청소부 토크에 따른 응력				■								
6.	청소부 모터 및 유니버설 조인트 선정					■							
7.	컨트롤부 디자인 및 체결					■	■						
8.	구동부 모터 선정 및 기어계산						■	■	■	■			
9.	제어 로직 설계							■	■	■			
10.	정역학 해석 및 재료해석								■	■	■		
11.	강성법								■	■	■		
12.	FEM								■	■	■		
13.	렌더링											■	
14.	보고서 및 PPT 작성											■	■

-2019년

NO	추진 내용	추진일정															
		4월			5월			6월			7월			8월			9월
1.	구체 설계 및 모델링	■	■	■	■	■	■										
2.	3D 프린터 출력 및 코딩				■	■	■	■	■								
3.	하드웨어 조립 및 구동						■	■	■	■	■	■	■	■			
4.	하드웨어 소프트웨어 결합						■	■	■	■	■	■	■	■			
5.	실험 반복													■	■	■	■

-예산

Table 9 Total budget

순번	상품명	용도	가격	수량	합계
1	구동부축베어링 내경8(698)	연결부 베어링	₩ 290	16	₩ 4,640
2	구동부축베어링 내경15(698)	내접기어 축	₩ 1,800	1	₩ 1,800
3	구동부 모터(GM36C-2847)	구동을 위한 모터	₩ 19,800	7	₩ 138,600
4	Stainless rod (외경6mm)	구동부 슬라이더	₩ 5,170	5	₩ 25,850

5	SUS 렌치볼트 M6*55mm	파트 체결	₩ 390	48	₩ 18,720
6	SUS 렌치볼트 M6*35mm	파트 체결	₩ 200	6	₩ 1,200
7	SUS 렌치볼트 M6*30mm	파트 체결	₩ 180	12	₩ 2,160
8	전산볼트 1m	파트 체결	₩ 1,640	3	₩ 4,920
9	로크(나일론) 너트 M6	파트 체결	₩ 22	100	₩ 2,200
10	유니버설 조인트	파트 체결	₩ 52,450	3	₩ 157,350
11	웜기어(SWG1-R1)	구동부기어	₩ 24,450	12	₩ 293,400
12	웜휠(AG1-20R1)	구동부기어	₩ 28,852	12	₩ 346,224
13	NEX-1414560mm알 루미늄옴니휠	구동부바퀴	₩ 15,000	12	₩ 180,000
14	옴니휠 허브	휠 연결용	₩ 13,600	12	₩ 163,200
15	평기어(GEAB1.0-30- 6-B-6.35)	구동부기어	₩ 12,133	13	₩ 157,729
16	모형항공기 바퀴(중) [SZH-GNP358-2] [1342521]	컨트롤부 바퀴	₩ 1,800	6	₩ 10,800
17	고온용 구리스	윤활제	₩ 7,000	1	₩ 7,000
18	플라스틱 전용 록타이트	접착제	₩ 3,500	1	₩ 3,500
19	내경8 스냅링	축 고정	₩ 300	12	₩ 3,600
20	내경15 스냅링	청소부 축 고정	₩ 400	2	₩ 800
21	배관용 솔	청소부 부착	₩ 2,500	6	₩ 15,000
22	선경 1mm SUS 압축스프링 가공	구동부 압축	₩ 2,300	12	₩ 27,600
23	선경 1.6mm SUS 압축스프링 가공	구동부 압축	₩ 3,000	12	₩ 36,000
24	선경 1mm Steel 압축스프링 1m	구동부 고정	₩ 3,000	1	₩ 3,000
25	조인트 연결 Steel 가공	각 구동부 연결	₩ 5,000	4	₩ 20,000
26	나일론 부상	마찰 감소	₩ 10	100	₩ 1,000
27	Aluminum 슬라이더 가공	구동부 슬라이더	₩ 20,000	12	₩ 240,000
28	청소부 외경 15mm Steel 가공	청소부 축	₩ 20,000	1	₩ 20,000
29	외경 8mm SUS 휠로드 가공	구동부 메커니즘 축	₩ 15,000	6	₩ 90,000
30	아두이노 6축 자이로센서 MPU6050 가속도 센서 모듈 GY-521	구동부 메커니즘	₩ 2,310	2	₩ 4,620
31	Aduino Mega	구동부 메커니즘	₩ 12,600	2	₩ 25,200
32	Wemos D1	구동부 메커니즘	₩ 13,900	1	₩ 13,900

33	모터드라이버	구동부 메커니즘	₩ 43,750	4	₩ 175,000
34	FPV 카메라	구동부 메커니즘	₩ 186,000	2	₩ 372,000
35	12V LED바 85mm [SZH-LD097]	구동부 메커니즘	₩ 1,100	6	₩ 6,600
36	LED 휘도조절 디머 (12~24V 8A)	구동부 메커니즘	₩ 8,400	1	₩ 8,400
37	만능기판 50*50	구동부 메커니즘	₩ 1,100	3	₩ 3,300
38	파워텍 아답터, DC 5V-3A [외경 5.5/내경 2.1]	구동부 메커니즘	₩ 6,800	1	₩ 6,800
39	프라임 국산 아답터, DC12V-3A	구동부 메커니즘	₩ 6,410	2	₩ 12,820
40	모니터 아답터, 220V / 24V 2.5A	구동부 메커니즘	₩ 14,000	3	₩ 42,000
41	UL2464 실드케이블15C×24A WG(RS232)	구동부 메커니즘	₩ 9,250	1	₩ 9,250
42	[CH254]소켓 점퍼 케이블	구동부 메커니즘	₩ 3,000	3	₩ 9,000
43	거리감지센서	구동부 메커니즘	₩ 2,310	6	₩ 13,860
합계					2,665,183

3. 결과 및 토의

3. 제작

3.1 하드웨어

3.1.1 전체 결합 모델

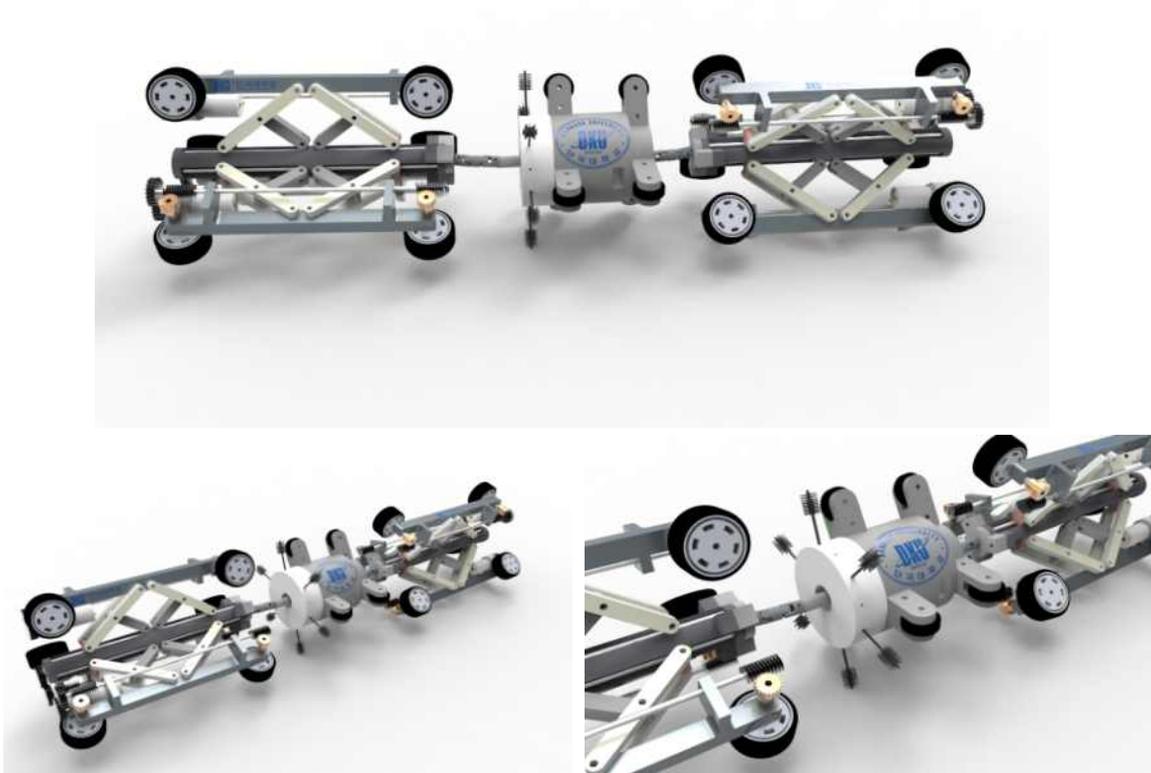


Fig. 86 Modified full model

두 개의 구동부와 하나의 청소부로 이루어졌다. 청소부에 부착된 솔이 360°로 회전하며 배관 청소가 이루어진다.

3.1.2 전면 구동부 조립



Fig. 87 Motor case and link connection



Fig. 88 Motor and gear fastening in one drive part

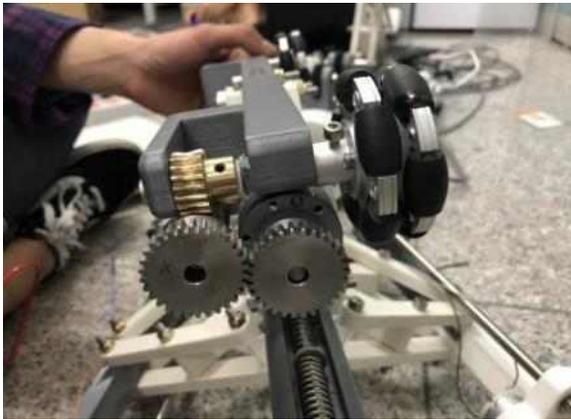


Fig. 89 Spur Gears and Worm Wheels



Fig. 90 Mechanism of Worm Gear and Worm Wheel

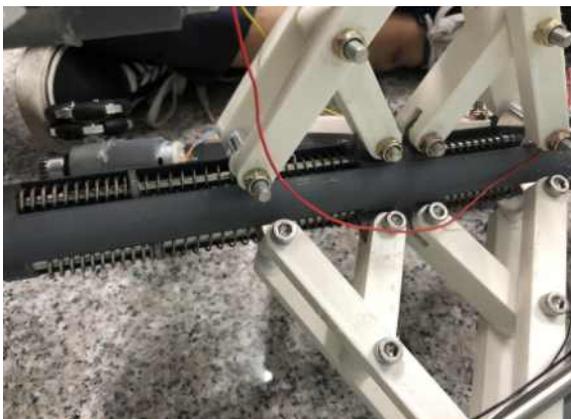


Fig. 91 Spring fastening



Fig. 92 Two compression springs with different stiffness



Fig. 93 Single driving part unit(1)

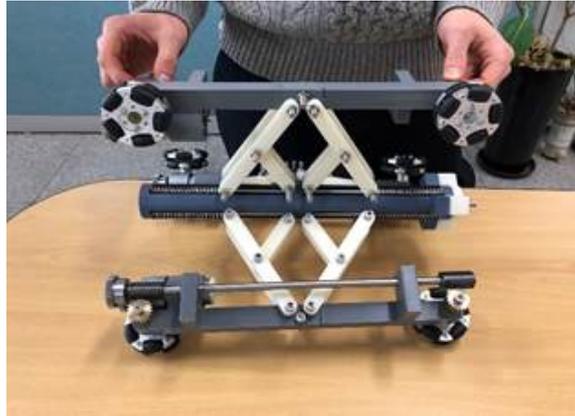


Fig. 94 Single driving part unit(2)

3.1.3 구동부와 유니버설 조인트 연결

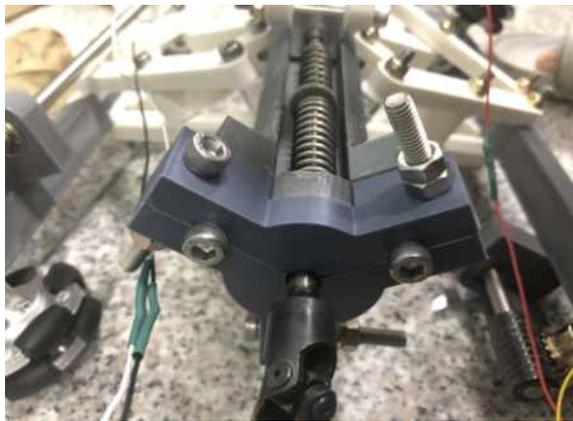


Fig. 95 Driving part and universal joint connection part using one fastened ball cap(1)

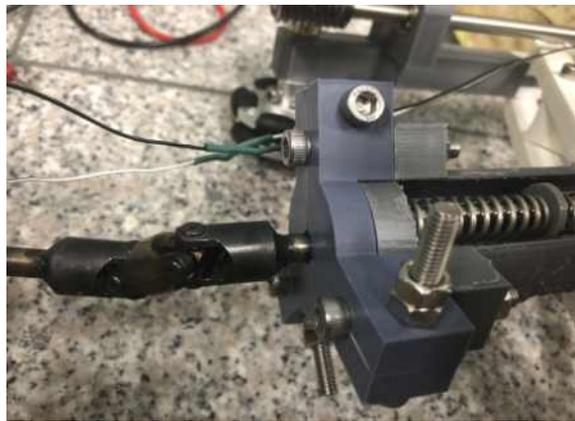


Fig. 96 Driving part and universal joint connection part using one fastened ball cap(2)

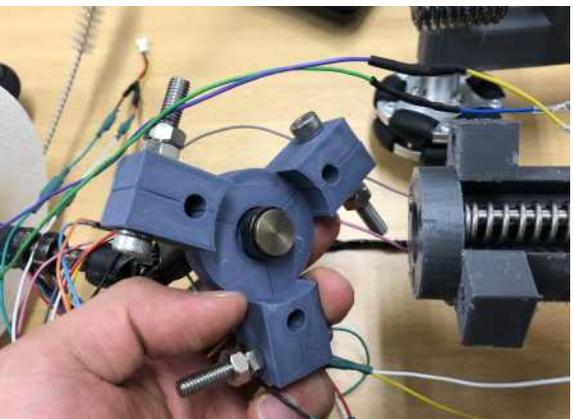


Fig. 97 Universal joint fastening mechanism(1)

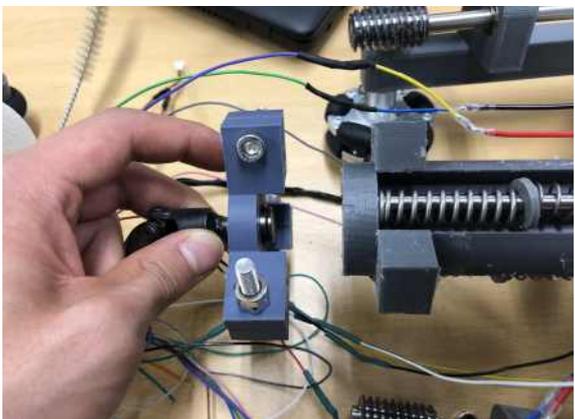


Fig. 98 Universal joint fastening mechanism(2)

3.1.4 청소부와 유니버설 조인트 연결



Fig. 99 Cleaning part model(1)

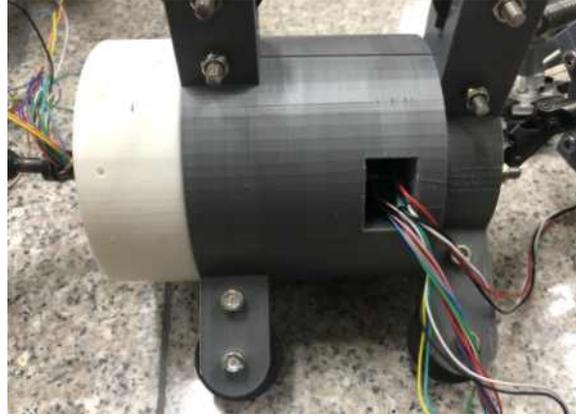


Fig. 100 Cleaning part model(2)

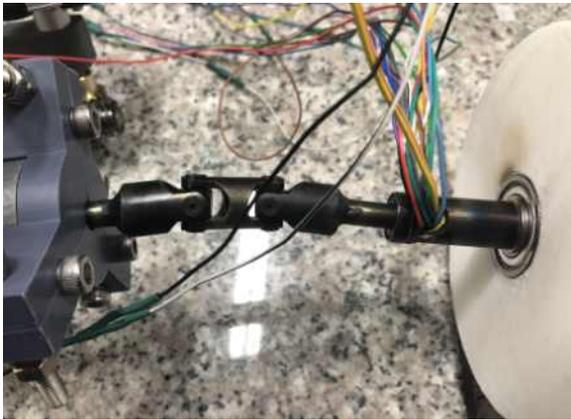


Fig. 101 Combination of universal Joint and Steel Pipe



Fig. 102 Bearing and snap ring fastening

3.1.5 청소부 모터 케이스, 전선 처리, 내접기어



Fig. 103 Insertion of wires in pipes to prevent twisting of wires

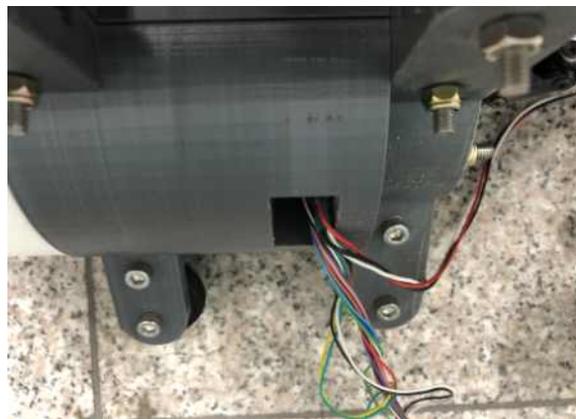


Fig. 104 Wire exit through side of cleaning part

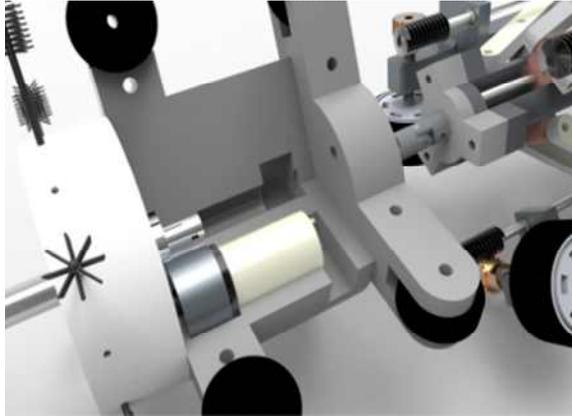


Fig. 105 Cleaning part internal model

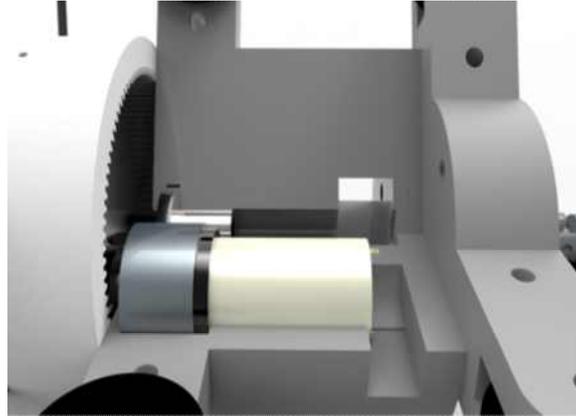


Fig. 106 Vent hole to prevent twisting of wires

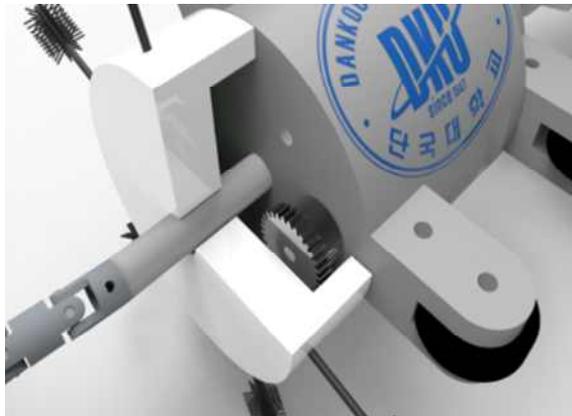


Fig. 107 Spur Gears and Internal Gears(1)

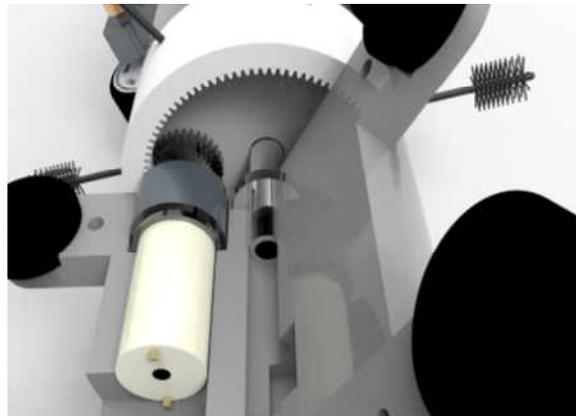


Fig. 108 Spur Gears and Internal Gears(2)

3.1.6 후면 구동부



Fig. 109 Fastening the rear drive using the previous mechanism(1)

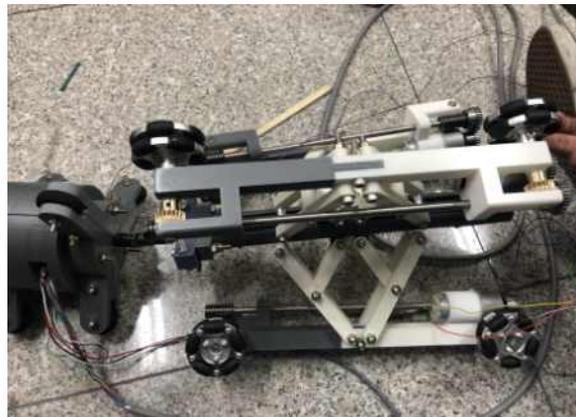


Fig. 110 Fastening the rear drive using the previous mechanism(2)

3.1.7 하드웨어 체결모습

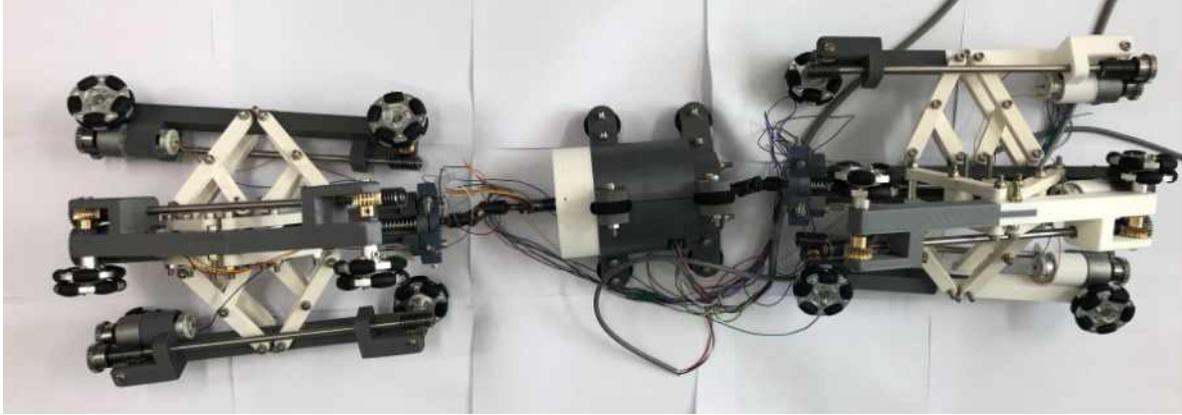


Fig. 111 Overall mechanism fastening

3.2 소프트웨어

3.2.1 앱 인벤터

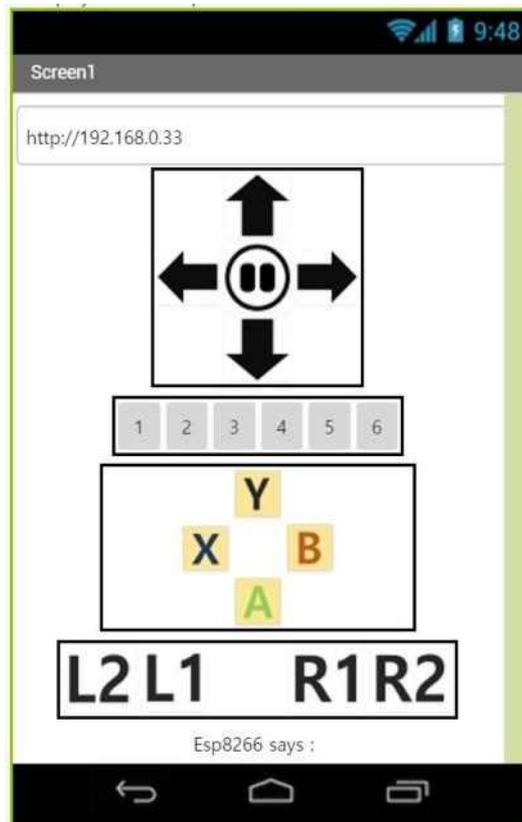


Fig. 112 App inventor

http://192.168.0.33이 입력되어 있는 칸은 wemos와 연결된 wifi의 IP 주소이며, 이 IP주소가 webserver가 된다. 그 이후 master와 slave의 통신을 돕고 디지털 신호를 주고 받을 수 있다. 시현을 위해 사용된 버튼의 경우, 위, 아래, 정지, (1) 버튼이다. 위, 아래, 정지 버튼의 경우 구동부 DC 모터의 전류 방향을 결정짓고, (1) 버튼의 경우 청소부를 회전시키는 DC 모터의 시작, 정지를 컨트롤 할 수 있다. 디지털 신호를 주고 받는 블록의 경우 아래의 그림과 같다.

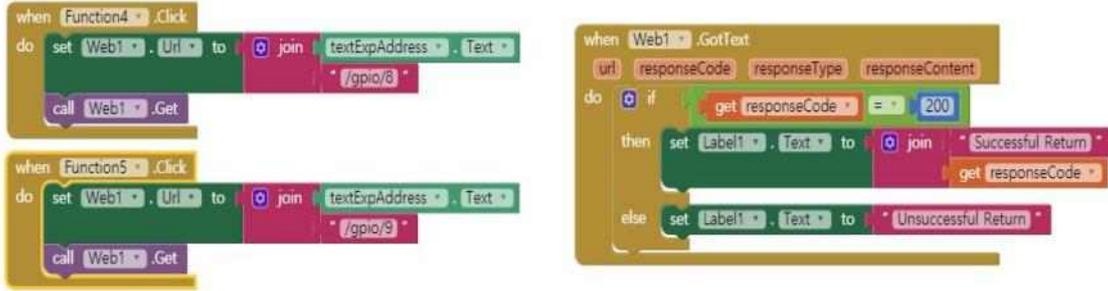


Fig. 113 App Inventor Block Coding

✓ 전선 연결도

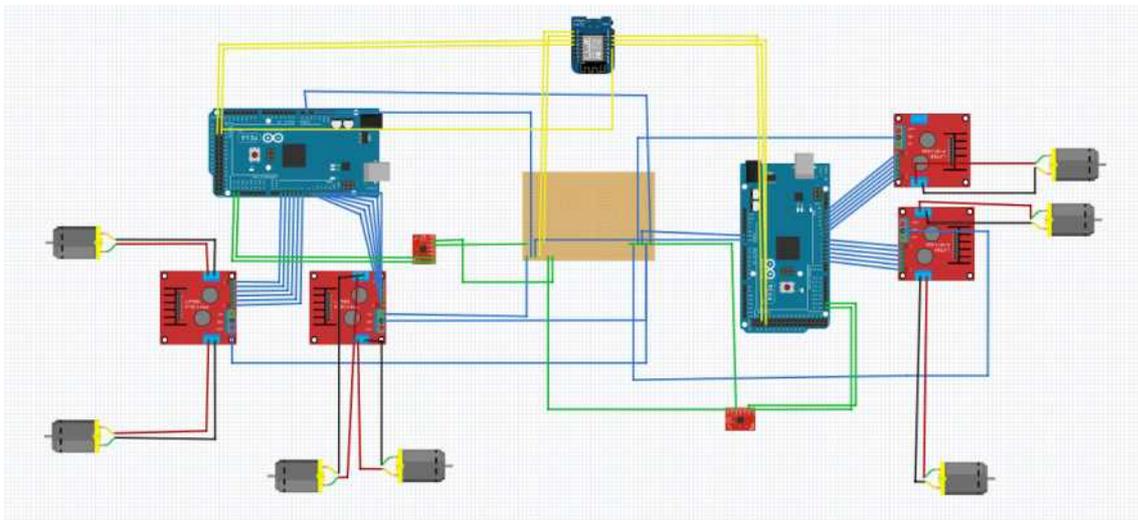


Fig. 114 Arduino Sensor Wiring Diagram

3.2.2 아두이노 코딩

Wemos D1과 Aduino Mega를 이용하여 6개의 DC 모터와 FPV 카메라 2개, LED 6개, 자이로센서 2개, 거리 감지센서 6개를 제어하였다. Master/ Slave 관계를 통해 여러개의 보드를 하나로 통합하여 사용하였고, Elbow와 Branch를 지날 때 각각의 모터를 거리감지센서 및 자이로 센서를 통하여 전류 값을 조절하여 속도 제어하였다. 증가한다. 이점 p 점으로 하고 자이로 센서의 데이터를 이용하여 각도 ψ_c 를 구하면

$$\begin{aligned}
 |V_p| : |V_q| : |V_r| &= |r_p| : |r_q| : |r_r| = (1.5D - 0.5D \cos \psi_c) & (31) \\
 &: (1.5D - 0.5D (\cos \psi_c - 120^\circ)) \\
 &: (1.5D - 0.5D (\cos \psi_c + 120^\circ))
 \end{aligned}$$

위의 식으로부터 elbow를 통과하기 위한 모터의 속도비를 구할 수 있다. 위의 식으로부터 elbow를 통과하기 위한 모터의 속도비를 구할 수 있다.

branch 도 elbow와 같이 곡률이 가장 큰 지점에서 거리감지 센서의 data가 가장 크게 증가한다. 이 점

을 c 점으로 하고 자이로 센서의 데이터를 이용하여 각도 θ_0 를 구하면

$$|V_a| : |V_b| = \sin(120^\circ - \theta_0) : \sin(\theta_0), V_c = 0 \quad (32)$$

위의 식으로부터 branch를 통과하기 위한 모터의 속도비를 적용하여 코딩하였다. 코드는 부록으로 첨부하였다.

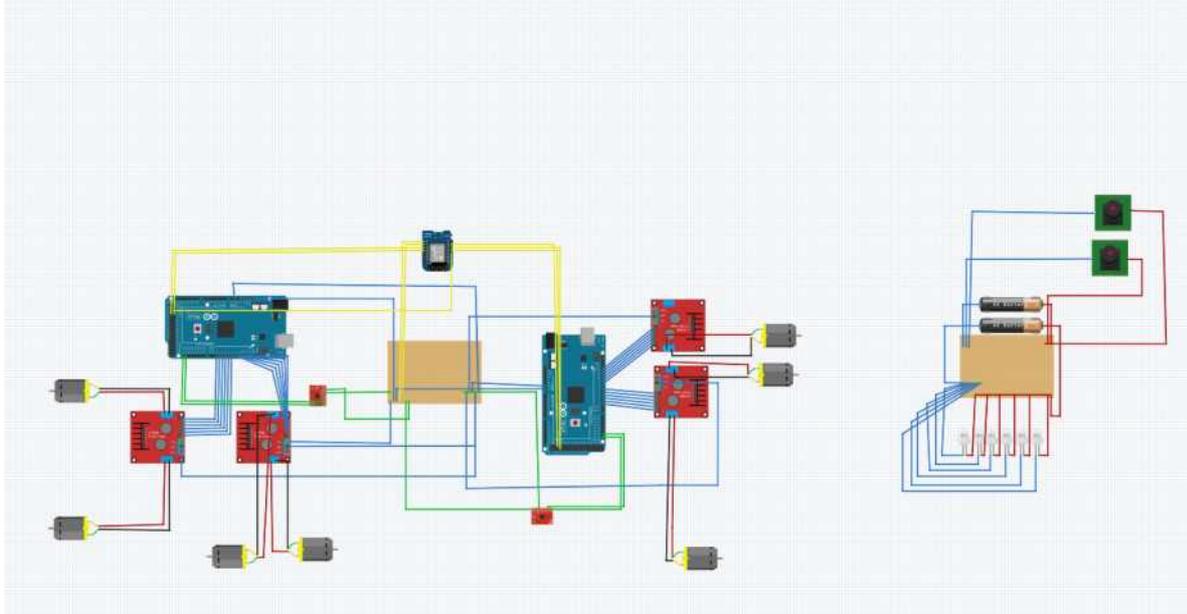


Fig. 115 Overall wiring diagram

3.3 평가 결과

제원 :

- (1) 구동부, 청소부 모두 돌릴 때 소비되는 동력 : 75W
 - (2) 구동부 : 78.5W
 - (3) 청소부 : 8.5W
- 무게 : 9.3 kg
로봇 속도 : 3cm/s
1m의 파이프 청소에 걸리는 시간 : 33s

청소 가능한 파이프 직경 : $\phi 220 - \phi 290$

1m 당 녹 제거 양 : 스텝 모터의 회전속도가 1rps라고 가정하면, 33초 동안 청소부가 33회전을 한다. 청소솔의 직경이 15mm이고, 평균 원주의 둘레가 255π mm이므로 한 회전당 $255\pi \cdot 15mm = 12016.59mm$ 을 닦을 수 있다. 더불어, 청소솔이 파이프 벽면에 곡률형태로 약 50mm 닿는다고 가정한다. 또한 청소부가 33회전을 하고, 3개의 솔이 존재하므로 총 1m를 가는 동안 약 $50mm \times 33 \times 3 \times 12016.59mm = 59482120.5mm^2$ 을 청소할 수 있다. 그런데 실제 상황에서는 솔의 모든 면이 눌리지 않게 된다. 시연과정에서 부피감이 있는 이물질의 경우 모두 제거가 되었지만 약 63%의 면적이 닿는다고 가정한다. 그때 1m기준 실제 청소면적은 $3769373.5mm^2 = 3.769m^2$ 이다.

다음은 청소효율 계산이다. 1m의 파이프의 겉넓이는 $1000mm \cdot 255\pi mm = 801106.1mm^2$ 이므로 닦을 수 있는 면적에 대한 비는 $3769373.5/801106.1 = 4.71$ 이다. 이는 곧 같은 면적에 대해 4.7번씩 닦으

며 지나간다는 것을 의미한다.

녹을 충분히 불린 상태에서 1번 닦으면 50%가 제거되고 그 이후로 남은 녹에 대해 30%씩 닦인다고 가정한다. 그렇다면 닦는 회수 N 에 따른 녹제거량 R 은 다음과 같이 모델링된다.

$$R_1 = 0.5, \quad R_2 = (1 - R_1)0.3 + R_1 = 0.65, \quad \dots, \quad R_{n+1} = (1 - R_n)0.3 + R_n$$

따라서, $R_{n+1} = 0.3 + 0.7R_n$ ($n \geq 1$) 이고 그래프로 나타내었다.

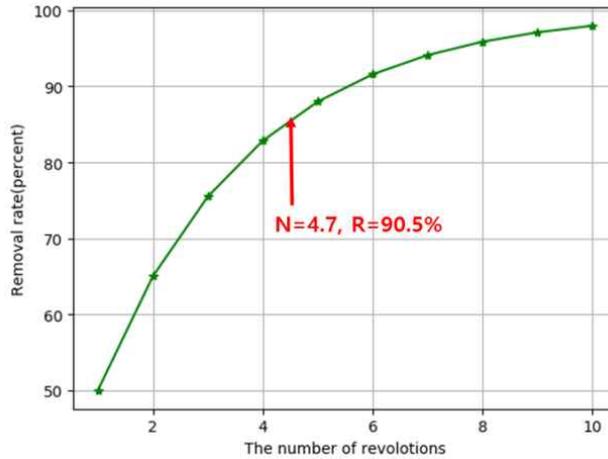


Fig. 116 Reduction of the contaminants hight by the PCR

높이 감소율 = 90.5%

높이감소율을 구하였으니 높이에 따른 녹의 질량에 대해 청소 전후 질량을 통해 청소효율을 구할 수 있다.

$$\eta_{clean} = \frac{m_{before} - m_{after}}{m_{before}} \cdot 100(\%) \quad (31)$$

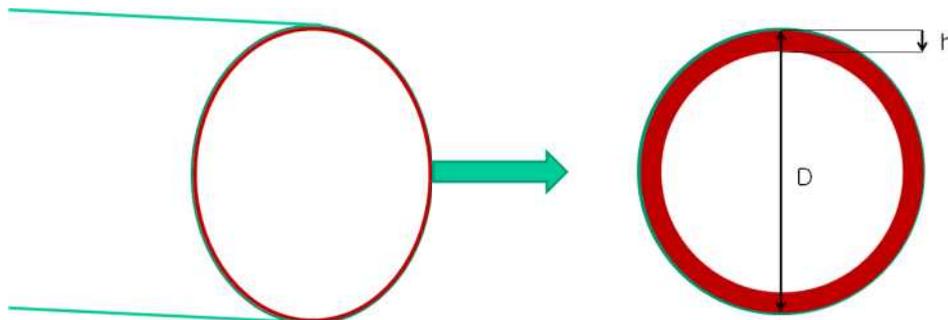


Fig. 117 Contaminated pipe and the hight of pollutant

녹의 두께를 h 라고하자. 오염물이 원통형으로 적층된다고 가정하자. 그렇다면 오염물로 인한 가장 작은 내경은 $D - 2h$ 이다. 따라서 오염물의 단면의 면적을 구하기 위해 두 원호의 길이를 평균내어 직사각형의 넓이로 계산하면 다음과 같다.

$$\frac{\pi D + (D - 2h)\pi}{2} \cdot h = \pi(hD - h^2), \quad D = 255mm \quad (32)$$

파이프의 길이가 x mm일 때, 녹의 부피는 다음과 같다.

$$V_0(h) = \pi x(hD - h^2) \rightarrow m_0(h) = \rho \pi x(hD - h^2) \quad (33)$$

$$V_f(h) = \pi x(h_f D - h_f^2) \rightarrow m_f(h_f) = \rho \pi x(h_f D - h_f^2) \quad (34)$$

앞서 구했듯이, 높이감소율(%)은 4.70번에서 90.5 %이므로 $h_f = (1 - 0.905)h = 0.095h$ 이다.

$$\begin{aligned} \eta(h)_{clean} &= \frac{m_0 - m_f}{m_0} = \frac{\rho \pi x(hD - h^2) - \rho \pi x(0.095hD - 0.095^2 h^2)}{\rho \pi x(hD - h^2)} = \frac{0.905D - 0.9025h}{D - h} \quad (35) \\ &= \frac{230.775 - 0.9025h}{255 - h} \end{aligned}$$

결국, 질량에 대한 청소효율도 h 만의 함수이다. 따라서 녹의 초기 두께에 따라 청소효율이 결정된다. 초기에 녹이 10mm쌍이면, 청소효율은 다음과 같다.

$$\eta(10)_{clean} = \frac{230.775 - 0.9025 \times 10}{255 - 10} 100(\%) = 90.51\% \quad (36)$$

4. 결 론

본 보고서에서는 파이프를 탐사 뿐만 아니라 청소 할 수 있는 기계적인 메커니즘을 소개한다. 3cm/s의 일정한 속도로 $\phi 220 - \phi 290$ 사이의 직경인 배관을 청소할 수 있도록 함이 설계 목표이다. PCR(Pipe cleaning Robot)은 수평, 수직 및 곡선관로를 포함한 배관 속에서 구동이 가능하다.

PCR의 핵심 설계 첫 번째, 스프링 시스템을 기반으로하여 구동부의 각각의 링크들이 벽면에서 적절한 수직항력을 이끌어 낼 수 있다. 수평 배관은 물론 수직 배관을 타고 올라갈 수 있다. 둘째, PCR은 구동부 2개, 청소부 1개로 이뤄져 있다. 구동부 2개에는 총 6개의 DC 모터가 사용되며 구동부에 각각 장착되어 있는 각각의 자이로 센서로부터 얻어낸 $\Delta\phi$ 값으로 DC 모터의 속도가 제어된다. 앞서 언급한 스프링 시스템과 함께 배관 벽면 내부에서 효율적으로 구동이 된다. 셋째, PCR에 있는 센서 및 모터를 컨트롤을 아두이노 코딩을 통해 진행하였다. 컨트롤부를 구동부 2개, 청소부와 함께 배관으로 넣으면 PCR 전체의 무게도 증가할뿐더러 방수에는 치명적인 영향을 받는다. 따라서 컨트롤 부를 컴퓨터와 함께 외부에 설치하여 약 3m 길이의 파이프를 청소할 수 있다. 넷째, 각 구동부 정면에 와이파이 자체 모듈을 포함한 카메라를 앞, 뒤로 설치하여 파이프 내부의 파손을 탐색해낼 수 있다. 3cm/s의 등속으로 파이프를 움직이기 때문에 센서를 통해 파이프 손상을 쉽게 잡아낼 수 있다. 다섯째, 워밍어, 워밍의 셀프라킹 시스템을 이용하여 수직 파이프를 청소할 때 전원공급이 끊겼을 때를 대비하여 제자리에 매달려 있을 수 있도록 설계했다. 마지막으로 청소부의 경우 DC 모터와 내접 기어의 결합으로 선 꼬임 문제를 해결했으며, DC 모터의 속도 조절을 통해 청소를 효율적으로 진행할 수 있다.

PCR은 독창성을 더하기 위해 와이파이와 안드로이드 시스템을 연동하여 아두이노로 신호를 보낼 수 있는 시스템을 설계했다. 앞, 뒤, 정지, 청소부 on, off, 버튼을 만들어 PCR이 수동 및 자동으로 모두 컨트롤 된다.

현대사회에서 파이프 청소 및 탐사에 사용되는 수요를 간략하게 되짚어보면, 파이프는 크게 산업, 가정용으로 사용되고 있다. 특히 $\phi 220 - \phi 290$ 정도의 직경을 가지는 파이프의 경우 산업용으로 사용되는 파이프에서는 흔히 찾아볼 수 있고 또한 가정용에서도 제일 관찰하기 쉬운 물탱크, 지하실에서 사용되는 보일러 배관에서 볼 수 있다. 이 두 경우 공통적으로 약 5년이 지나면 아무리 파이프 안에 유체가 지나가더라도 오염물이 유체의 흐름을 약 15%를 방해한다는 것을 보고서 시장성에서 파악했다. 하지만, 실제 이러한 파이프는 현실적으로 불가능하여, 새로 교체를 하는데 이때 드는 비용이 1m당 최소 20만원이 소요된다. 즉, PCR의 로봇이 현실화 되어 실제 상용화 된다면 상업용 파이프 및 가정용 파이프 유지 및 보수에 효율적으로 사용될 수 있을 것이다.



Fig. 118 Straight drive in the pipe

후 기

본 보고서에서는 기계적인 요소와 IOT 요소를 결합한 PCR을 소개했다. 기계공학과에서 습득한 4대 역학의 지식을 활용하여 기계를 설계한 후 실제 제작하여 구현했다는 점에서 우리 조는 큰 뿌듯함을 느낀다. 하지만 아직 우리 조가 설계한 PCR이 산업 사회에 바로 투입되기에는 무리가 있다. 학생 신분에서 할 수 있는 최선을 다했으나 조금 더 정밀한 검증과 아두이노 보다 효율적인 인베디드 시스템이 적용된다면 PCR은 배관 청소 및 탐사에 있어 큰 도움이 될 것이라 확신한다.

참고문헌

- 1) <http://robot-tech.tistory.com/category/%EC%9D%B4%EC%8A%88%26%EB%A6%AC%ED%8F%AC%ED%8A%B8?page=2>
- 2) 국제로봇연맹(IFR), 2016, <http://www.irobotnews.com/news/articleView.html?idxno=8949>
- 3) 국제로봇연맹(IFR), 2016, <http://www.irobotnews.com/news/articleView.html?idxno=8949>
- 4) <http://www.robotzine.co.kr/entry/22269?locPos=2H0&ts=1537141975&page=42&>
- 5) <http://www.robotzine.co.kr/entry/22269?locPos=2H0&ts=1537141975&page=42&>
- 6) 주식회사 가우스. "배관 청소용 로봇". 등록특허공보 제 30068506-10000호, (2013. 03. 11), 키프리스
- 7) 한국가스공사. "배관검사로봇 충전시스템". 등록특허공보 제 1014688470000호, (2014. 11. 27), 키프리스
- 8) 주식회사 포스코 한국로봇융합연구원. "배관청소로봇". 등록특허공보 제 1018192790000호, (2018. 01. 10), 키프리스
- 9) RITSUMEIKAN NIPPON WINTON KK. "공기 배관 청소용 로봇 Air Duct Cleaning Robot". 공개특허공보 제 30130678호, (2018. 08. 23), 키프리스
- 10) <https://kr.misumi-ec.com/vona2/detail/110302288760/?rid=rid3>
- 11) <http://www.atadmin.net/%EA%B8%B0%EC%96%B4%EA%B8%B0%EC%B4%88%EC%8B%A4%EB%AC%B4.htm#%EC%9B%90%EC%A3%BC%ED%94%BC%EC%B9%98%EB%AA%A8%EB%93%88>
- 12) <http://www.atadmin.net/%EA%B8%B0%EC%96%B4%EA%B8%B0%EC%B4%88%EC%8B%A4%EB%AC%B4.htm#%EC%9B%90%EC%A3%BC%ED%94%BC%EC%B9%98%EB%AA%A8%EB%93%88>
- 13) <http://www.atadmin.net/%EA%B8%B0%EC%96%B4%EA%B8%B0%EC%B4%88%EC%8B%A4%EB%AC%B4.htm#%EC%9B%90%EC%A3%BC%ED%94%BC%EC%B9%98%EB%AA%A8%EB%93%88>
- 14) <http://www.atadmin.net/%EA%B8%B0%EC%96%B4%EA%B8%B0%EC%B4%88%EC%8B%A4%EB%AC%B4.htm#%EC%9B%90%EC%A3%BC%ED%94%BC%EC%B9%98%EB%AA%A8%EB%93%88>
- 15) <http://www.atadmin.net/%EA%B8%B0%EC%96%B4%EA%B8%B0%EC%B4%88%EC%8B%A4%EB%AC%B4.htm#%EC%9B%90%EC%A3%BC%ED%94%BC%EC%B9%98%EB%AA%A8%EB%93%88>
- 16) <http://www.atadmin.net/%EA%B8%B0%EC%96%B4%EA%B8%B0%EC%B4%88%EC%8B%A4%EB%AC%B4.htm#%EC%9B%90%EC%A3%BC%ED%94%BC%EC%B9%98%EB%AA%A8%EB%93%88>
- 17) <http://www.atadmin.net/%EA%B8%B0%EC%96%B4%EA%B8%B0%EC%B4%88%EC%8B%A4%EB%AC%B4.htm#%EC%9B%90%EC%A3%BC%ED%94%BC%EC%B9%98%EB%AA%A8%EB%93%88>
- 18) <http://www.atadmin.net/%EA%B8%B0%EC%96%B4%EA%B8%B0%EC%B4%88%EC%8B%A4%EB%AC%B4.htm#%EC%9B%90%EC%A3%BC%ED%94%BC%EC%B9%98%EB%AA%A8%EB%93%88>

- 19) <http://www.atadmin.net/%EA%B8%B0%EC%96%B4%EA%B8%B0%EC%B4%88%EC%8B%A4%EB%AC%B4.htm#%EC%9B%90%EC%A3%BC%ED%94%BC%EC%B9%98%EB%AA%A8%EB%93%88>
- <http://www.atadmin.net/%EA%B8%B0%EC%96%B4%EA%B8%B0%EC%B4%88%EC%8B%A4%EB%AC%B4.htm#%EC%9B%90%EC%A3%BC%ED%94%BC%EC%B9%98%EB%AA%A8%EB%93%88>