

인 휠 모터용 유성기어 설계

[인 휠 모터용 유성기어 치형 최적설계]

건국대학교 기계항공공학부

202010801 이성재

202010719 김상윤

202214139 최 건



목차

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

1. 서론
2. 설계 개요
3. 설계 변수 및 조건
4. 모델링 및 최적화
5. 해석 및 결과 비교
6. 결론



1. 서론

1.1. 연구 배경

- 전기차 보급 확대에 따라, 내부 공간을 확보를 고려한 설계가 중요해지고 있음.
- 이를 위해 PBV, Uni-wheel, E-GMP와 같은 다양한 시도가 진행 중임
- 그러나 구조적 제약으로 인해 공간 활용에는 한계가 존재함.
- 인 휠 시스템 개발을 통해 이를 극복할 수 있을 것임



PBV



Uni-Wheel



E-GMP



1. 서론

1.2. 연구 목적

- 인 휠 시스템은 현가하에 위치하여 노면 충격을 직접 받게 되므로, 구조적으로 내구성이 취약함.
- 이러한 한계를 보완하기 위해 인 휠 시스템은 경량화 및 구조 단순화가 요구됨.
- 특히 인 휠 시스템의 핵심 부품인 유성기어의 경량화와 진동 설계는 필수적임.
- 본 연구는 이를 위해 인 휠 모터용 유성기어 최적설계를 진행함



IN-Wheel System



Planetary Gear



1. 서론

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

1.3. 연구 구성

1) 인 휠 모터용 유성기어 치형 최적화

- Spur 기어로 제한

2) 설계 문제 정식화

- 입력(작동) 조건, 제약(성능) 조건, 목적 함수 선정

3) 치형 최적화

- 기어 고유진동수 예측 알고리즘을 통한 공진 회피
- 설계 요구 조건을 만족하는 유성기어의 치형(모듈, 치폭, 잇수, 축지름) 선정

4) 설계 검증

- Ansys Modal을 이용한 기어의 고유진동수 검증
- ROMAX를 이용한 기어의 강도 계산 검증

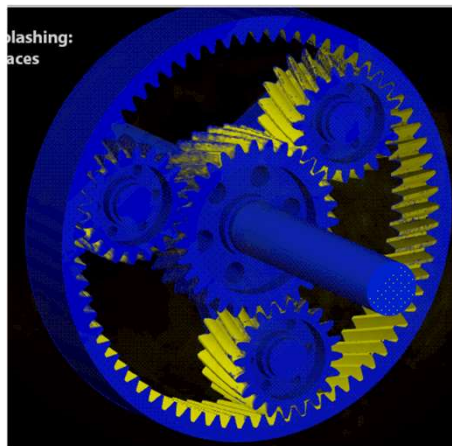


2. 설계 개요

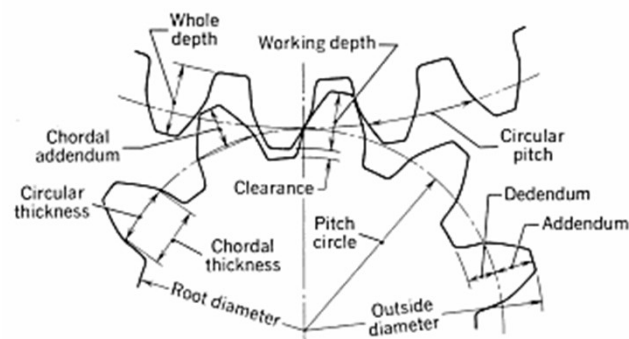
종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

2.1. 설계 목표

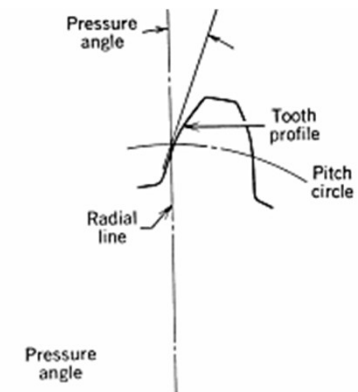
- 유성기어의 구조적 문제점인 진동 및 무게 증가 문제를 해결하기 위해 기어 치형 최적 설계를 수행
- 요구 강도를 달성하고, 기하학적 제한을 준수하면서 부피, 무게를 최소화
- 기어는 스퍼기어로 제한 (압력각 20°)



유성 기어 작동 방식



Spur gear terms.



Pressure angle.

기어 구조



2. 설계 개요

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

2.2. 설계 제원

- **Type:** PMSM / Axial Flux
- **Weight:** 12.9kg
- **Cooling:** Air/Water Combined
- **Peak/Continuous Power:** 124kw / 75kw
- **Peak/Continuous Torque:** 290Nm / 130Nm
- **Operating Voltage:** 50~830V
- **Eff:** 96%이상

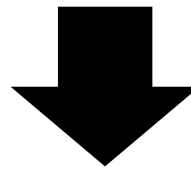


EMRAX 228



IONIQ 5

- **Type:** RWD
- **Weight:** 1900kg
- **Max Power:** 168kw
- **Max Torque:** 350Nm
- **Operating Voltage:** 50~830V
- **Eff:** 96%이상



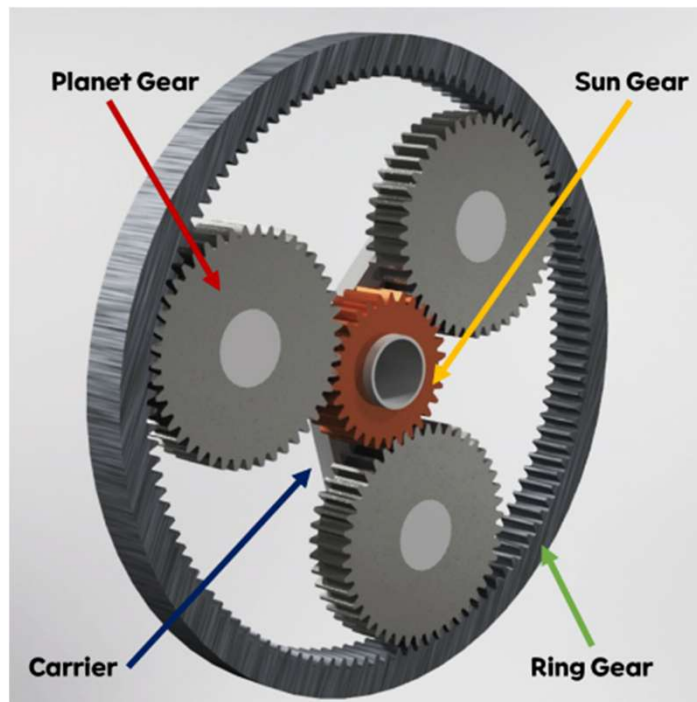
해당 조합의 인 휠 모터 차량의 유성기어 치형 최적 설계를 진행함



2. 설계 개요

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

2.3. 유성기어 구조



유성기어란?

중심의 Sun Gear와 이를 둘러싼 Planet Gear, 외부의 Ring Gear가 동시에 맞물려 회전하며 동력을 전달하는 복합 기어장치

구성 요소

- **Sun gear**: 중심에 위치한 기어
- **Planet gears**: Sun과 Ring 사이에 배치된 다수의 기어
- **Ring gear**: 외부 고리형 기어 (내치)
- **Carrier**: Planet gears를 지지하며 회전 전달
- **Spline**: Sun Gear와 Planet 기어의 중심에 위치하여 동력을 전달함

특징

- 고밀도 동력 전달 구조 (컴팩트하고 강력함)
- 다축 동시 회전 가능 (고속/고토크 적용)
- 기어비 조절 자유도가 높음

유성기어의 구성요소들을 변경하며 최적 조합을 탐색



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

설계 변수	제약 조건	강도 조건	성능 조건
1. 감속비 2. 모듈 범위 3. 치폭 범위 4. Planet 기어 개수 범위	1. Planet 기어 잇수 정수 조건 2. 정합 조건	1. 기어 면압 강도 조건 2. 기어 굽힘 강도 조건 3. 스플라인 강도 조건 4. 축 비틀림 강도 조건	1. 부피 최소화 조건 2. GMF 공진 회피 조건

유성기어 설계 변수 및 조건

위 변수 및 조건들을 활용하여 인 휠 모터용 유성기어 치형 최적 설계 진행.

(기어비의 경우 계산의 편의를 위해 5 ± 0.2 로 가정)



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

설계 변수

유성기어 설계에 있어 조정 가능한 입력값



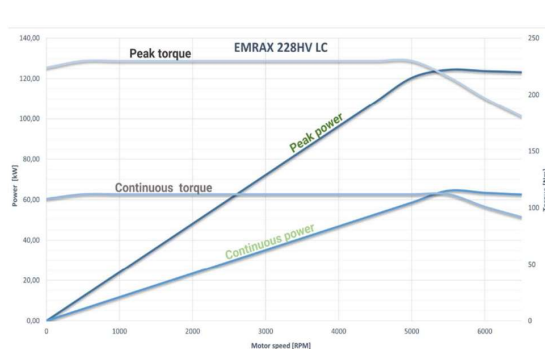
3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

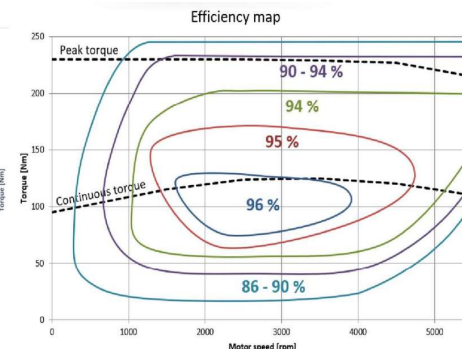
3.1. 설계 변수 - 기어비

- 아이오닉 5 수준의 휠 토크 및 최고속도 달성 위해 EMRAX 228+유성기어 조합의 기어비를 계산함
- 유성기어의 안정성 확보를 위해 EMRAX 228 모터는 최대 사용 조건을 Continuous 상황으로 가정
- 휠 토크 및 최고속도를 아이오닉 5 수준으로 맞추기 위해, 최적 기어비 2.5 선정 (2.5 ± 0.2)

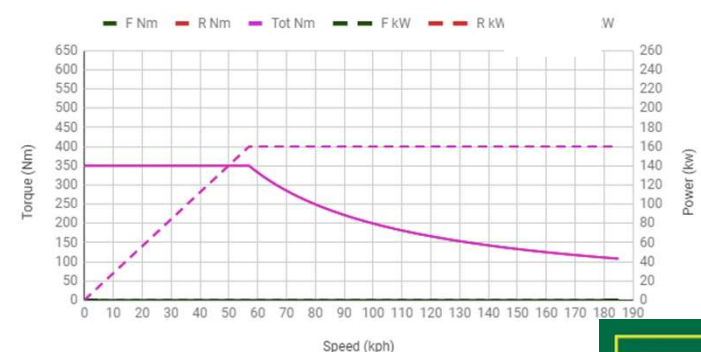
	모터 수	모터 토크 [Nm]	감속비	휠 토크 [Nm]	모터 RPM	최고속도 [km/h]
IONIQ5 (RWD)	1	350	3.65	1278	15000RPM (최대)	185
EMRAX 228	4	130	2.5	1300	3000RPM (Continuous)	168



EMRAX



Motor curves



IONIQ 5



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

3.1. 설계 변수

1. 감속비(i) $2.3 \leq i \leq 2.7$

감속비 증가 → 토크 ↑, 부피 ↑, 중심거리 ↑, 정렬 민감도 ↑

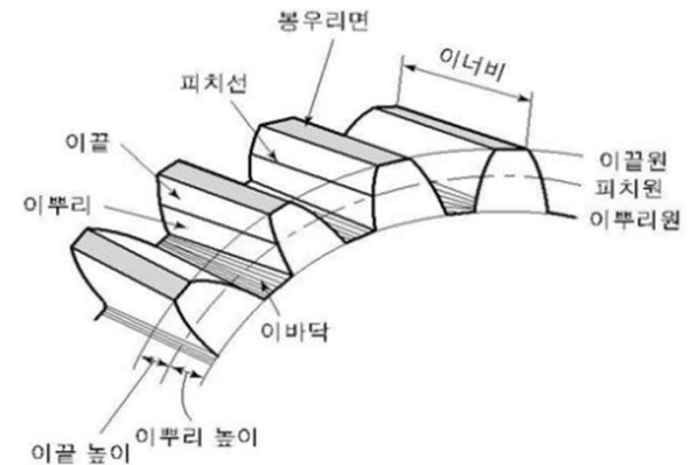
2. 모듈(m) $0.5 \leq m \leq 3.0$

모듈 증가 → 강도 ↑, 하중 ↑, 속도 ↓, 진동 ↑, 제작 정밀도 ↓

3. 치폭(b) $10 \leq b \leq 300$ [mm]

치폭 증가 → 강성 ↑, 수명 ↑, 진동 ↓, 무게 ↑, 정밀 조립 요구 ↑

4. Planet 기어 개수(N_p) $3 \leq N_p \leq 6$



평기어 구조



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

제약 조건

유성기어 설계에 있어 설계 변수를 제약하는 조건



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

3.2. 제약 조건

1. Planet 기어 잇수(z_p) 정수 조건
$$z_p = \frac{z_R - z_S}{2}$$

2. 정합 조건
$$\frac{z_S + z_R}{N} = \text{정수}$$

 z_p = Planet 기어 잇수
 z_R = Ring 기어 잇수
 z_S = Sun 기어 잇수

3. 링기어 외경 제한
$$d_{ring} = M(Z+2)$$

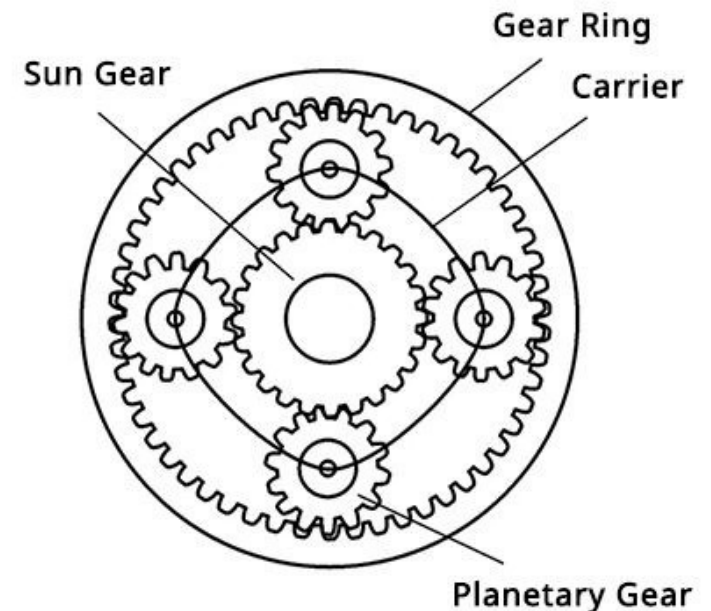
M : 모듈

Z : 링기어의 잇수

d_{ring} : 링기어의 직경

Emrax 228 모터 직경 : 228 mm

$$M(Z+2) < 228 \text{ mm}$$



유성 기어 구조



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

강도 조건

유성기어 설계에 있어 파손 없이 견딜 수 있도록 보장하는 기계적 요구 조건

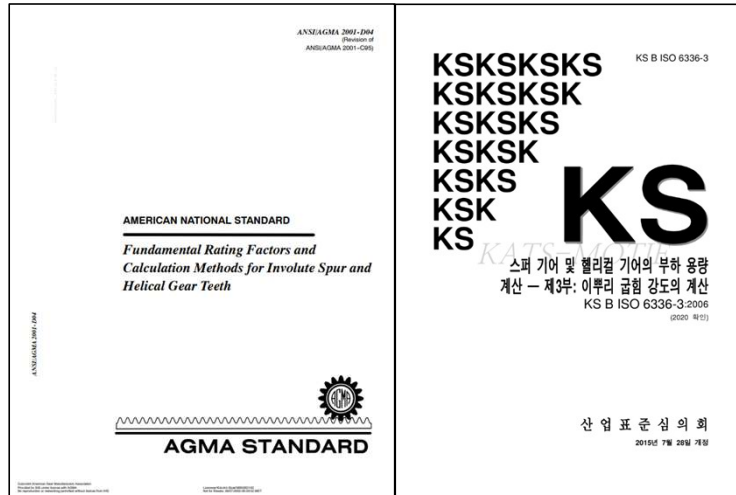


3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

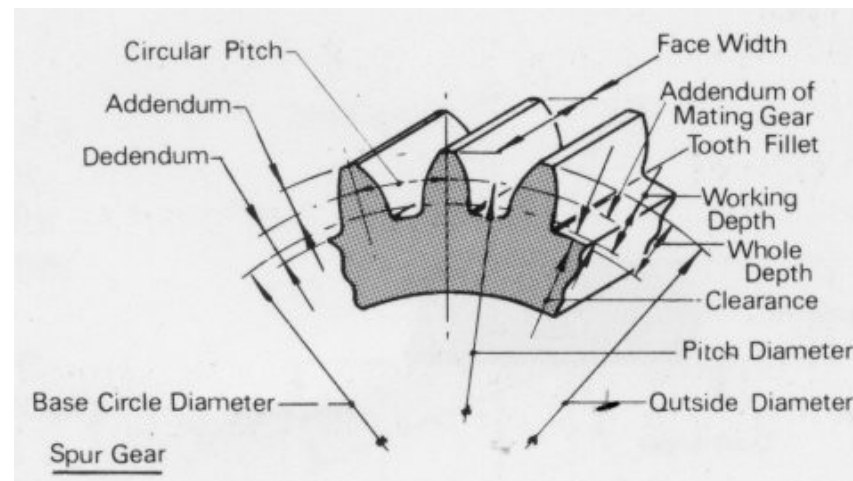
3.3. 강도 조건 – 기어 강도

- 기어 치형은 기어 강도에 영향을 미침.
- 기어 강도를 평가하는 여러 규격들이 존재함 (AGMA, ISO)
- 본 연구에서는 ISO 6336과 AGMA에서 제시하는 방법을 통해 기어의 면압 강도와 굽힘 강도를 계산함



AGMA

ISO 6336



3. 설계 변수 및 조건

3.3. 강도 조건 – 기어 면압 강도

- 기어 이 표면에서 피팅이 발생하지 않을 한계에 대한 기어 성능 지표

- 공칭 면압 응력 ($F_t = \frac{2T}{d_s}$, T : 입력 토크, d_s : Sun gear 피치원 지름)

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}}$$

- 실제 면압 응력

$$\sigma_{H1} = Z_{B,D} \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

$$\sigma_{H2} = Z_{B,D} \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

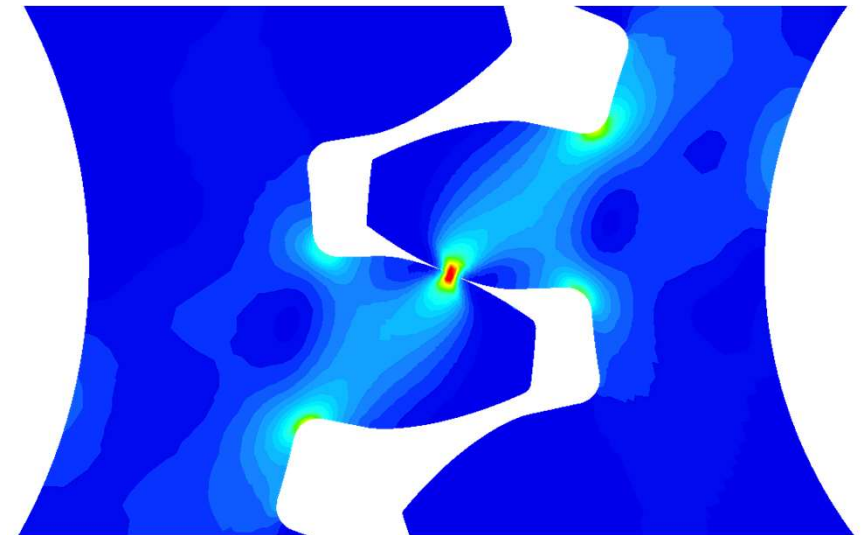
- 허용 면압 응력 (재료 물성치에 따라 다름)

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}}$$

- 면압 응력 강도 안전 계수

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{HG1}}{\sigma_{H1}} > S_{Hmi}$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{HG2}}{\sigma_{H2}} > S_{Hmin}$$



Contact & Bending Stress of Gear Tooth



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

3.3. 강도 조건 – 기어 면압 강도 계수

변수	정의	선정값(범위)	비고
d_1	Sun gear pitch circle diameter	N/A	설계변수에 종속적임
Z_H	접촉 하중 계수	2.495	ISO 6336 수식에 의거.
Z_E	탄성 계수	189.8	ISO 6336 table에 의거.
Z_ϵ	물림률 계수	1.0	보수적으로 한번에 하나씩 물린다고 가정.
Z_β	헬리컬 기어 보정 계수	1.0	스퍼기어라 1로 설정.
u	Z_R / Z_S	N/A	설계변수의 종속적임
Z_B, Z_D	단일 이물림 보정 계수	1.0	하중집중정도계수(M1,M2)가 1보다 크지 않기에 보정계수 1로 가정
K_A	적용 계수	1.15	EV기준 보수적으로 임의설정
K_Y	유성기어 보정 계수	1,1.15,1.19,1.23중 택1	AGMA table 의거.
K_V	동적 하중 계수	1.0	고정밀,저속기어가정
$K_{H\beta}$	치면 하중 계수	1.0	고정밀 조립 가정
$K_{H\alpha}$	축직각면 하중 계수	1.0	고정밀 조립 가정
$\sigma_{H \lim}$	재료의 접촉 한계 응력	1650MPa	ISO 6336 table 의거.(품질등급 ME)
$S_{H \min}$	최소 강도 안전계수	1.3	보수적 계산+선행논문
Z_{NT}	접촉 응력 수명 계수	1.0	N_L (반복하중계수) $>10^9$
Z_L	윤활조건 보정 계수	1.0	좋은오일,적정온도
Z_V	속도계수	N/A	ISO 6336 수식에 의거.
Z_R	거칠기 계수	1.0	조정밀 연삭이라 가정가능
Z_W	가공경화계수	1.0	120도 이하
Z_X	치수효과계수	1.0	소형-중소형 기어에 해당(ISO)
σ_{HG}	허용 접촉 응력	N/A	설계변수에 종속적임.



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

3.3. 강도 조건 – 기어 굽힘 강도

- 기어 이뿌리 필렛에서 파손이 발생하지 않을 한계에 대한 기어 성능 지표

- 공칭 굽힘 응력 ($F_t = \frac{2T}{d_s}$, T : 입력 토크, d_s : Sun gear 피치원 지름)

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT}$$

- 실제 굽힘 응력

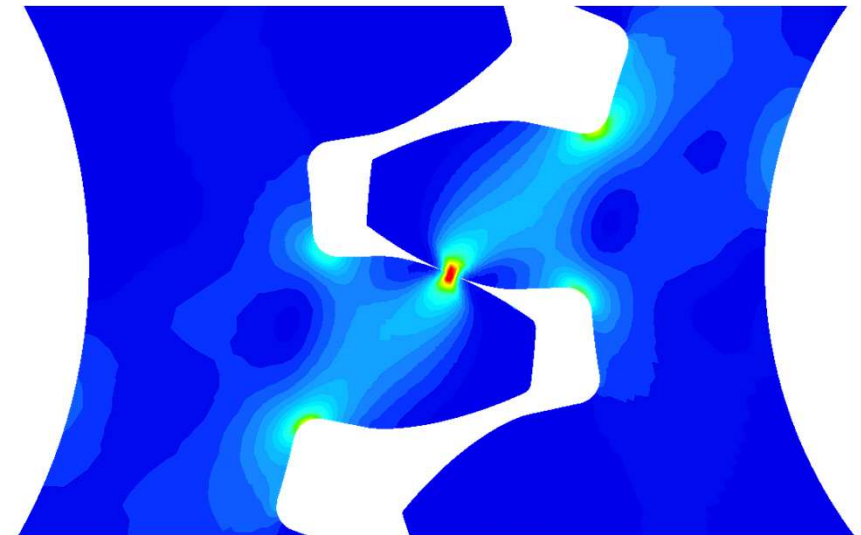
$$\sigma_{F1} = \sigma_{F0} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F0} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}$$

- 허용 굽힘 응력 (재료 물성치에 따라 다름)

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT}}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}}$$

- 굽힘 응력 강도 안전 계수

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FG1}}{\sigma_{F1}} \geq S_{Fmin} \quad S_{F2} = \frac{\sigma_{FG2}}{\sigma_{F2}} \geq S_{Fmin}$$



Contact & Bending Stress of Gear Tooth



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

3.3. 강도 조건 – 기어 굽힘 강도 계수

변수	정의	선정값(범위)	비고
m_n	법선 모듈	m	치직각 방향 = 축직각 방향
Y_F	치형 계수	2.8	일반 표준 기어 치형(출처..?)
Y_S	응력 집중 계수	1.8	고신뢰 EV로 가정
Y_β	비틀림 각 계수	1.0	스퍼기어면 1.0임
Y_B	림 두께 계수	1.0	림 두께 > 3*modules이라 1.0
Y_{DT}	고치 계수	1.0	물림률1로 가정-> $Y_{DT}=1$
K_A	적용계수	1.15	EV기준 보수적으로 임의설정
K_V	유성기어 보정계수	1,1.15,1.19,1.23중 택1	AGMA table 의거.
K_V	동적 하중 계수	1.0	고정밀,저속기어가정
$K_{F\beta}$	치면 하중 계수	1.1	제작오차 고려
$K_{F\alpha}$	정면 하중 계수	1.05	물림률이 낮아서 약간 보정하여 가정함
$\sigma_{F \lim}$	재료의 굽힘 한계응력	525MPa	ISO 6336 table 의거.(품질등급 ME)
$S_{F \min}$	최소굽힘 안전계수	1.15	보수적 조건+선행논문 참고
Y_{ST}	응력 집중 계수	2.0	ISO에서 제시한 표준 조건
Y_{NT}	이뿌리 굽힘응력 수명 계수	1.0	N_L (반복하중계수)>10 ⁹
$Y_{S \text{ rel } T}$	상대 노치 민감도 계수	1.2	SCM420 특성에 따름.
$Y_{R \text{ rel } T}$	상대 표면 상태 계수	1.0	정적응력으로 가정.
Y_X	이뿌리 강도 치수효과 계수	1.0	중 소형 크기의 기어로 가정.
σ_{FE}	굽힘 허용 응력	$\sigma_{FG} S_{F \min}$	설계변수에 종속적임.
σ_{FG}	굽힘 응력 한도	N/A	설계변수에 종속적임.

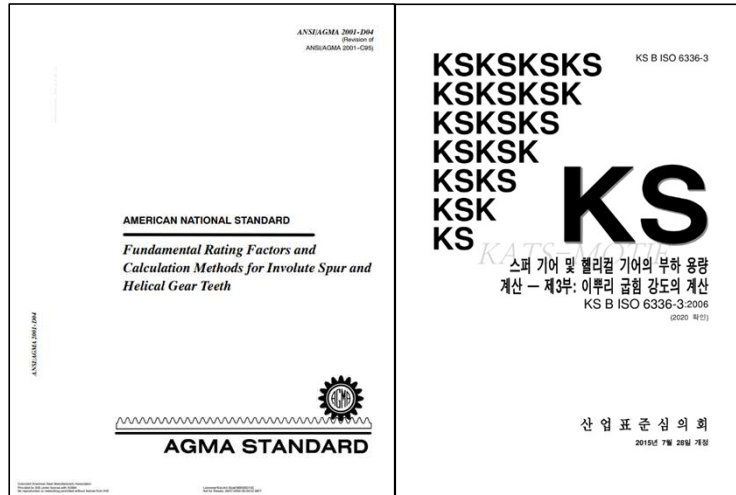


3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

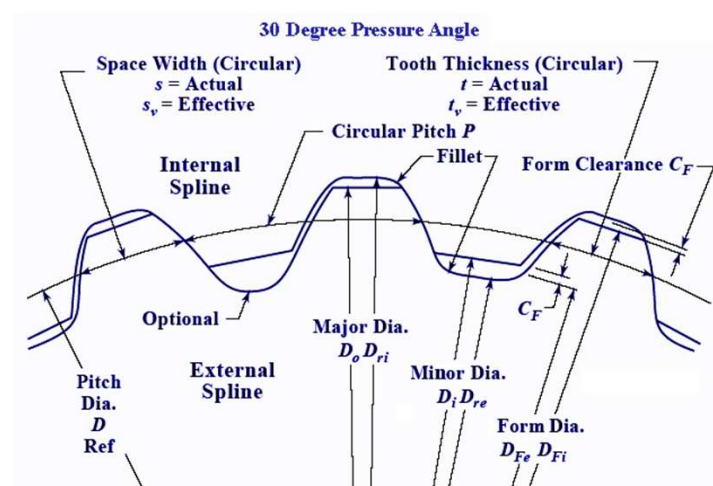
3.3. 강도 조건 – 스플라인 강도

- 유성기어 중심축 결합은 스플라인과 키 방식이 존재
- 강성, 강도에 우수한 다점 접촉의 스플라인이 유성기어와 같은 고하중/고정밀 시스템에 적합
- 본 연구에서는 ISO 6336과 AGMA에서 제시하는 방법을 통해 스플라인의 전단 강도와 면압 강도를 계산함



AGMA

ISO 6336



3. 설계 변수 및 조건

3.3. 강도 조건 – 스플라인 전단 강도 및 면압 강도

전단 강도

- 스플라인 이와 축이 전달할 수 있는 최대 비틀림 하중을 전단 응력 기준으로 평가하는 성능 지표

- 스플라인 전단 강도 및 허용 토크

$$290NM < T_a = \frac{\pi d^2 b' s_{SA}}{8000 m}$$

T_a : 허용 토크 [Nm]

d : 스플라인 피치 지름, $(d_{os} + d_{is}) / 2$, 작용 깊이 절반에서의 지름 [mm]

b' : 스플라인이 실제 맞물리는 축방향 길이 [mm]

s_{SA} : 허용 전단 응력, $34.5 + 6.9 \cdot HR$ [N/mm²] [로크웰 경도기반 추정]

HR : 약 58.62

K_m : 스플라인이 고르게 하중 분산 못할 때 이를 보정하기 위한 하중 분산 계수

(이론적으로 완벽하게 정렬(aligned) 이면 1.0, 매우 정밀한 정렬 및 크라운 처리 되어있으면 1.5)

면압 강도

- 스플라인의 이 표면에서 피팅이 발생하지 않을 한계에 대한 성능 지표

- 스플라인 면압 강도 및 허용 토크

$$290NM < T_a = Z b' s_{SA} \frac{d_{os}^2 - d_{is}^2}{8000 K_m}$$

Z : 스플라인 이 수

b' : 맞물린 길이

s_{SA} : 허용 접촉 응력(면압 강도) N/mm² = $0.038 \cdot HR^2$,

d_{os} , d_{is} : 외경(이빨 꼭대기), 내경(이빨 루트부분) mm, 접촉면 면적을 계산하기 위함

K_m : 하중 분산 계수

(290Nm = EMRAX 228의 Peak Torque)



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

3.3. 강도 조건 – 축 비틀림 강도

- 축이 전달 가능한 최대 비틀림 하중이 허용 전단 응력 이내에 있도록 제한하는 강도 기준
- 축 전단 강도 및 허용 토크

$$\tau_{max} > \frac{T}{Z_p}, \quad Z_p = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$Z_p = \frac{J}{r}$$

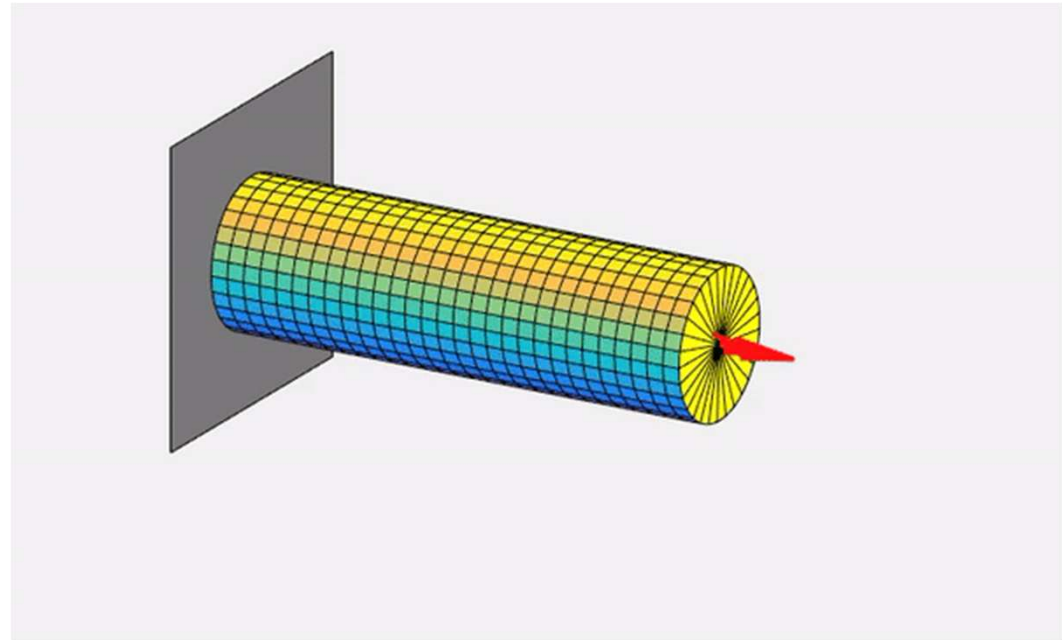
$$\tau_{max} = \frac{T r}{J}$$

τ_{max} : 축 표면에서의 최대 전단 응력(MPa)

T : 전달 토크 Nm

r : 반지름 = $\frac{d}{2}$

J : 극관성 모멘트 = $\frac{\pi d^4}{32}$



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

성능 조건

유성기어 설계에 있어 최적 설계를 도출하는 평가 조건



3. 설계 변수 및 조건

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

3.4. 성능 조건 – 부피 최소화 조건

- 각 기어 피치원을 기준으로 한 원통형으로 기어 크기를 근사하여 부피를 정의

- 부피 계산

$$V = \frac{\pi b}{4} (d_{a,sun}^2 + N_p \cdot d_{a,planet}^2 + d_{a,ring}^2)$$

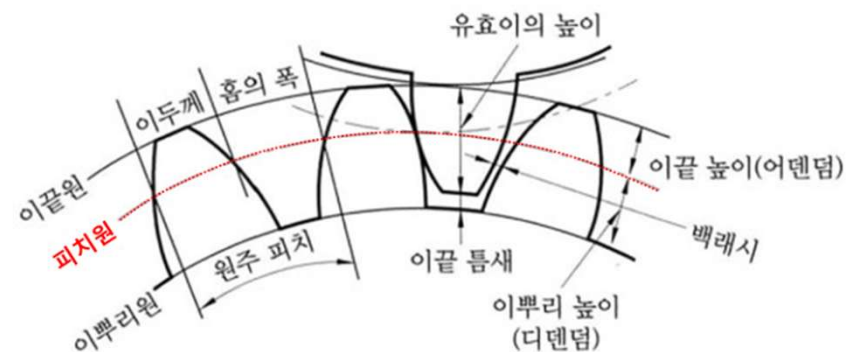
b : 공통치폭

$d_{a,sun}$, $d_{a,planet}$, $d_{a,ring}$: 각각 sun·planet·ring 기어의 이끝원지름

N_p : planet 기어의 개수

이끝원지름(addendum circle diameter): 기어 톱니의 가장 바깥쪽을 지나는 원의 지름

- 변수 및 조건을 만족하는 기어의 부피가 작을수록 성능이 우수하다고 판단함



평기어 구조



3. 설계 변수 및 조건

3.4. 성능 조건 – GMF 공진 회피 조건

- GMF (Gear Mesh Frequency) : 기어 이가 맞물릴 때마다 발생하는 진동 성분의 주파수

$$GMF = \frac{N_c Z_R}{60} \quad [\text{단위 : Hz}]$$

(유성기어의 Sun-Planet과 Planet-Ring의 맞물림은 동일한 주기성을 가져 하나의 GMF 주파수로 통합됨)

- 목적

- 1) 기어 고장 진단, 구조적 공진 회피 설계 위한 핵심 기준 주파수
 - 2) 진동 측정 스펙트럼에서 GMF 및 GMF 고조파를 통해 이상 여부를 판단
-
- Planet 및 Sun Gear의 고유 진동수를 확인한 후, 공진 회피 설계를 위해 GMF가 해당 고유 진동수 범위($\pm 10\%$)와 겹치지 않는 모델을 우수한 설계로 판단함.

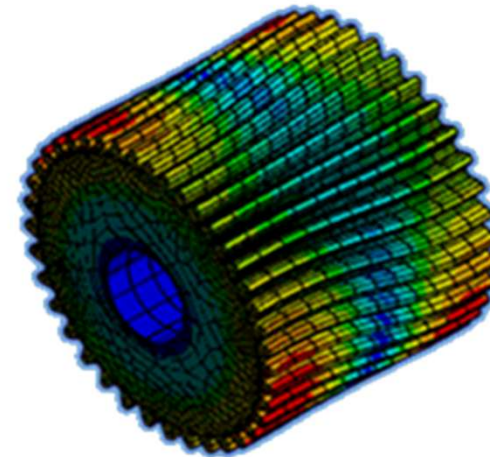
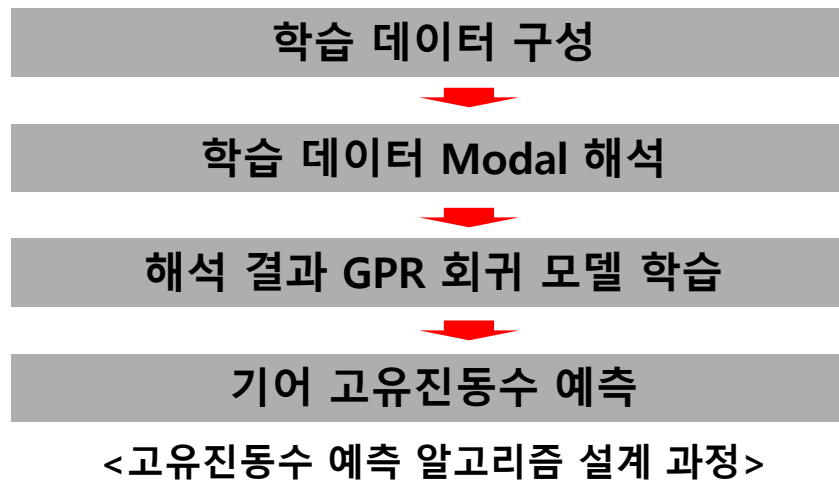


4. 모델링 및 최적화

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

4.1. 기어 고유진동수 예측 알고리즘

- 성능 조건 중 GMF 공진 회피 조건에 대한 계산을 수행하기 위해서는 ANSYS 등 유한요소해석이 요구됨
- 그러나 설계 변수 및 조건들을 만족하는 모든 유성기어 조합에 대한 진동 해석은 사실상 불가능
- 이를 위해 머신러닝 종류인 GPR 회귀 모델에 기반한 기어 고유진동수 예측 알고리즘을 설계함
- 알고리즘을 통한 기어 고유진동수 예측을 통해 공진 회피 성능 예측



4. 모델링 및 최적화

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

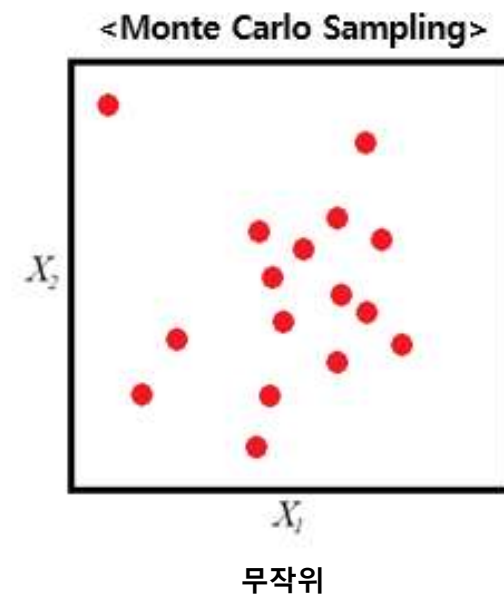
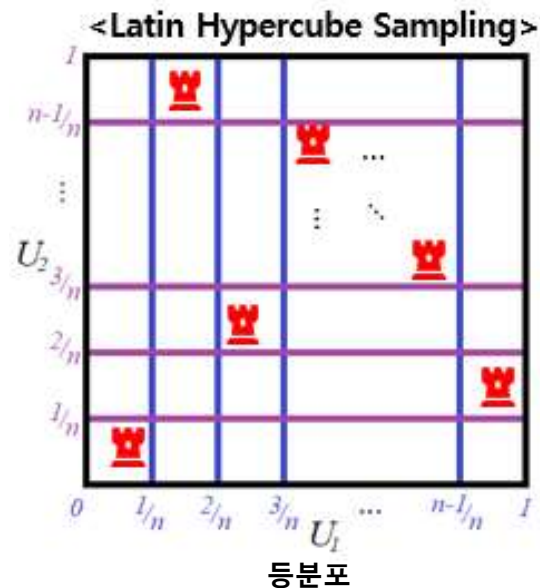
4.1. 기어 고유진동수 예측 알고리즘

1) 학습 데이터 구성

- 모듈, 잇수, 치폭, 축 지름에 대해 임의의 학습 데이터를 구성함
- 임의 데이터 수집은 Latin HyperCube Sampling 방식을 이용

M	$0.5 \leq m \leq 3.0$
Z	$20 \leq Z \leq 60$
b	$10 \leq b \leq 100$
D	$20 \leq D \leq 120$

데이터 수집 범위



4. 모델링 및 최적화

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

4.1. 기어 고유진동수 예측 알고리즘

Monte Carlo Sampling

일반적인 랜덤 선택

샘플이 많을수록 성능이 좋아짐

뽑는 계산이 간단하고, 용량이 적음

해석이 복잡함 (계산 복잡도 \uparrow)

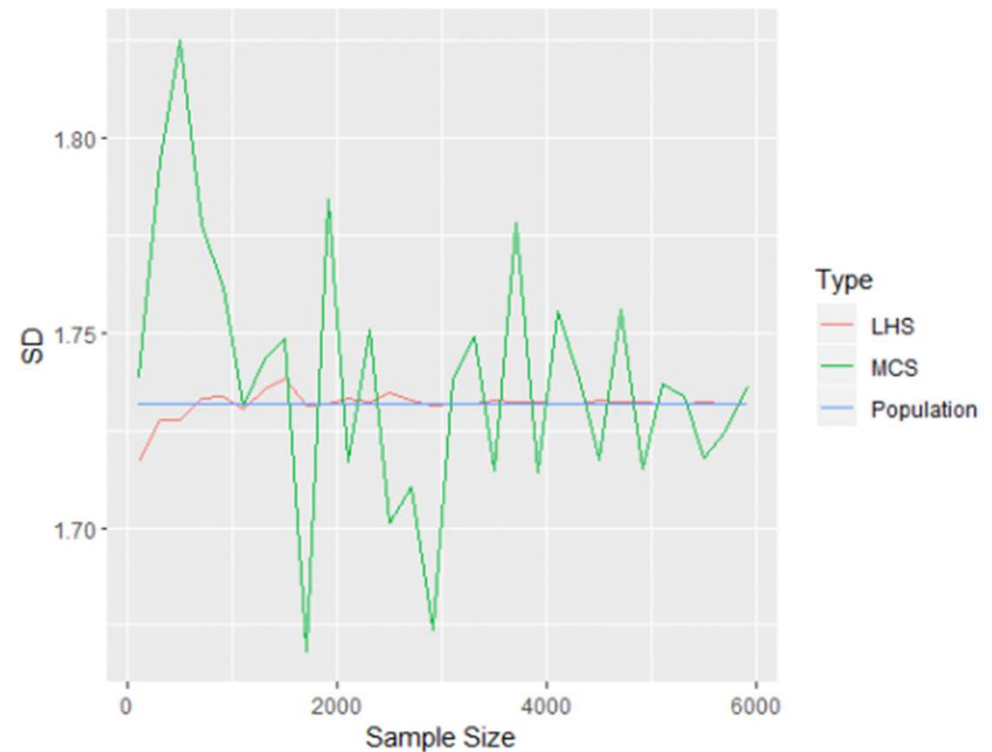
Latin Hypercube Sampling

서로 행렬이 겹치지 않게 선택 -> 균일 밀도

샘플이 적어도 성능이 좋음

뽑는 계산이 복잡하고, 용량이 많음

해석이 간단함 (계산 복잡도 \downarrow)



<MCS / LHS 정확도 비교>



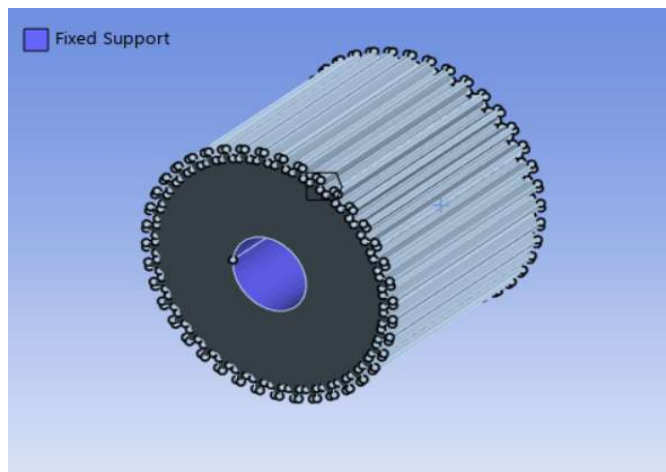
4. 모델링 및 최적화

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

4.1. 기어 고유진동수 예측 알고리즘

2) 학습 데이터 ANSYS Modal 해석

- Mode 1~10까지 고유진동수 도출
- Shaft Hole에 Fixed Support 설정
- 해석 진행 이후 결과를 GPR 회귀 모델에 학습시킴



<경계 조건>

*** FREQUENCIES FROM BLOCK LANCZOS ITERATION ***	
MODE	FREQUENCY (HERTZ)
1	21856.65219634
2	22372.25610857
3	23850.80417122
4	26124.88221022
5	26732.53435212
6	26735.26831074
7	26869.18415924
8	26871.79462667
9	27296.84734430
10	27299.27859156

<해석 DATA>



4. 모델링 및 최적화

4.1. 기어 고유진동수 예측 알고리즘

3) 해석 결과 GPR 회귀 학습

- 회귀 분석은 입력값에 따라 연속적인 수치 값을 예측하는 대표적인 학습 방법

모델명	특징	장점	단점
선형 회귀 (Linear Regression)	단순 직선 모델	해석 쉬움, 빠름	비선형 데이터에 부정확
의사결정트리 회귀 (Decision Tree)	의사결정 규칙 기반 분기	직관적 해석 가능	경계 부자연스러움, 과적합 위험
서포트 벡터 회귀 (SVR)	초평면 마진 최적화 방식	비선형도 가능, 고차원에 강함	커널 선택 민감, 학습 느림
GPR 회귀 (Gaussian Process Regression)	커널 함수 기반 확률 모델	예측 + 신뢰구간 출력 복잡한 함수 근사 가능	연산 복잡도 높음

<회귀 모델 비교>

GPR은 유성기어와 같이 변수 구간이 정해져 있는 예측에 대해 신뢰도가 높음



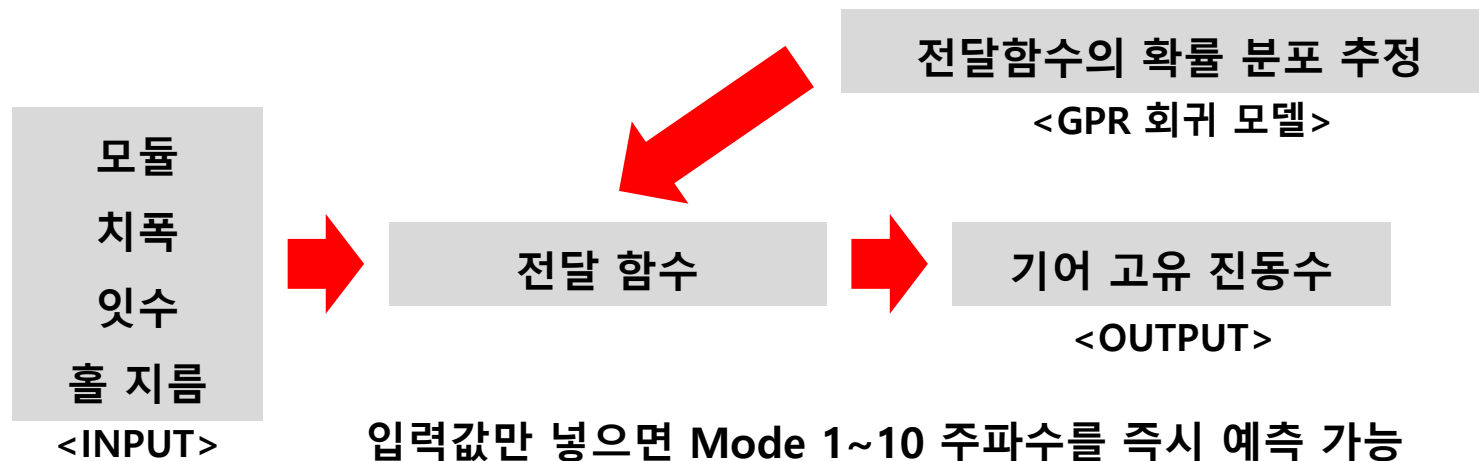
4. 모델링 및 최적화

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

4.1. 기어 고유진동수 예측 알고리즘

3) 해석 결과 GPR 회귀 학습

- GPR은 입력-출력 관계를 학습하여 함수 자체의 분포를 예측하는 확률 기반 회귀 기법
- 함수 자체를 확률 분포로 보며, 입력 값에 따라 예측값과 신뢰 구간을 함께 계산한다.
- 따라서 GPR은 입력값과 출력값의 관계인 전달함수 그 자체를 확률 분포를 통해 추정함



4. 모델링 및 최적화

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

4.1. 기어 고유진동수 예측 알고리즘

4) 기어 고유 진동수 예측

- 데이터를 학습한 GPR 회귀 모델을 통해 기어 고유 진동수 예측
- Matlab을 통해 구현

```

clc; clear; close all;

% 랜덤 시드 고정
rng(0);

%% 1. 데이터 불러오기
X_table = readtable('filtered_randomShaft_fixedRatio.csv');
X_orig = table2array(X_table(:, {'n', 'Z', 'b', 'Shaft_Dia_mm'})); % 90x4

Y_raw = readmatrix('gear_frequencies.csv'); % 90x10
Y_filled = fillmissing(Y_raw, 'linear', 2);
Y = Y_filled; % 90 x 10

%% 2. 데이터 확장 (모드 번호 포함)
num_samples = size(X_orig, 1); % 90
num_modes = size(Y, 2); % 10

X_expanded = zeros(num_samples * num_modes, 5);
Y_expanded = zeros(num_samples * num_modes, 1);

idx = 1;
for mode = 1:num_modes
    for sample = 1:num_samples
        X_expanded(idx, 1:4) = X_orig(sample, :);
        X_expanded(idx, 5) = mode;
        Y_expanded(idx) = Y(sample, mode);
        idx = idx + 1;
    end
end

%% 3. GPR 통합모델 학습
gprMdl = fitGPR(X_expanded, Y_expanded, ...
    'KernelFunction', 'radialquadratic', ...
    'OptimizeHyperparameters', {'Sigma', 'KernelScale'}, ...
    'Standardize', true, ...
    'HyperparameterOptimizationOptions', struct( ...
        'MaxObjectiveEvaluations', 30, 'ShowPlots', false));

%% 4. 예측 (예시 입력)
example_base = [2.0, 40, 150, 50]; % 입력치 (원하는 기어 치수로 수정 가능)
predicted_freqs = zeros(1, num_modes);

for mode = 1:num_modes
    predicted_freqs(mode) = predict(gprMdl, [example_base, mode]);
end

%% 5. 실제값
true_freqs = [38134, 39188, 42185, 42666, 42669, 43201, 43203, 44751, 44755, 45715];

%% 6. 손실 출력 및 오차 지표 계산
fprintf('Mode Actual(Hz) Predict(Hz) Error(%%)\n');

abs_errors = zeros(1, num_modes);
rel_errors = zeros(1, num_modes);

for i = 1:num_modes
    abs_errors(i) = abs(predicted_freqs(i) - true_freqs(i));
    rel_errors(i) = abs_errors(i) / true_freqs(i) * 100;
    fprintf('%2d %10.2f %10.2f %8.2f\n', i, true_freqs(i), predicted_freqs(i), rel_errors(i));
end

% 오차 지표 계산
rmse = sqrt(mean(abs_errors.^2));
mae = mean(abs_errors);
mre = mean(rel_errors);

fprintf('\n[오차 지표]\n');
fprintf('RMSE (Root Mean Squared Error): %2f Hz\n', rmse);
fprintf('MAE (Mean Absolute Error) : %2f Hz\n', mae);
fprintf('MRE (Mean Relative Error) : %2f %%\n', mre);
    
```

<Matlab Code>

최선의 추정된 실현가능점 (모델에 따라 다름):

Sigma	KernelScale
0.35249	0.035841

추정된 목적 함수 값 = 18.6526
추정된 함수 실행 시간 = 13.7897

Mode	Actual (Hz)	Predict (Hz)	Error (%)
1	38134.00	39647.59	3.97
2	39188.00	40565.97	3.52
3	42185.00	41736.46	1.06
4	42666.00	42787.09	0.28
5	42669.00	43540.80	2.04
6	43201.00	44082.09	2.04
7	43203.00	44569.06	3.16
8	44751.00	45073.52	0.72
9	44755.00	45543.38	1.76
10	45715.00	45943.72	0.50

[오차 지표]
RMSE (Root Mean Squared Error): 926.61 Hz
MAE (Mean Absolute Error) : 791.98 Hz
MRE (Mean Relative Error) : 1.91 %

<고유 진동수 출력 예시>

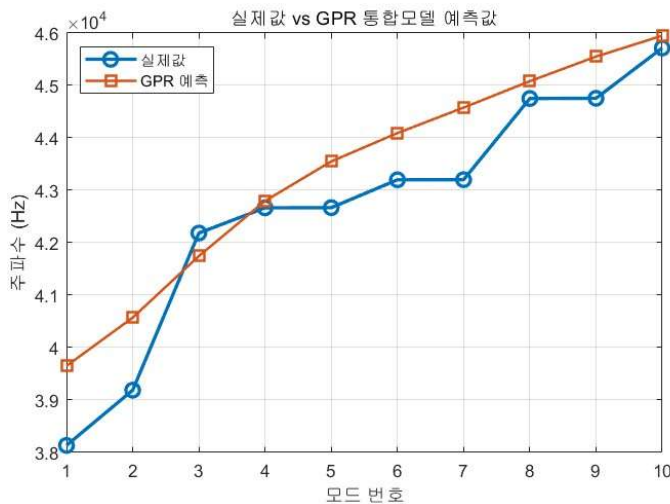


4. 모델링 및 최적화

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

4.1. 기어 고유진동수 예측 알고리즘

결과 분석 및 모델 평가



[m, z, b, d] = [2.0 40 150 50] 적용

- RMSE (평균 제곱근 오차): 926.61 Hz
- MAE (평균 절대 오차): 791.98 Hz
- MRE (평균 상대 오차): 1.91%

Mode	ANSYS 해석값 (Hz)	GPR 예측값 (Hz)	상대 오차 (%)
1	38,134	39,649	3.98
2	39,188	40,571	3.53
3	42,185	41,745	1.04
4	42,666	42,797	0.31
5	42,669	43,551	2.07
6	43,201	44,091	2.06
7	43,203	44,577	3.18
8	44,751	45,081	0.74
9	44,755	45,550	1.78
10	45,715	45,949.51	0.51

<ANSYS 해석 / GPR 예측값 비교>

전체 진동수 규모대비, 1.9%의 상대적으로 작은 오차

이를 통해 높은 예측 정확도와 신뢰도를 확인



4. 모델링 및 최적화

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

4.2. 유성 기어 최적 설계

- 고유진동수 예측 알고리즘을 바탕으로, 설계 변수 및 조건들을 만족하는 유성기어 조합에 대한 최적 설계를 수행함.
- 유성 기어 최적 설계는 Matlab을 통해 진행되었으며,
GPR 학습 모델을 사용하여 공진 회피에 대한 기능도 수행하도록 진행함
- 총 조합은 370만개 이상, 이 중 설계 변수 및 조건들을 만족하는 연산이 자동으로 진행되도록 함.
- 최적 기어 조합을 탐색하는 동안 다음과 같은 화면이 표시되도록 하여, 진행상황을 확인 가능하게 함.

```
진행률: 57.88% (26850000 / 46385514)
진행률: 63.38% (29400000 / 46385514)
진행률: 69.74% (32350000 / 46385514)
경과 시간은 138.097724초입니다.
✓ 기어 셋 조합 생성 완료.
조건 만족한 기어 셋 개수: 98530개
✖ GPR 예측 및 GMF 겹침 판정 시작...
경과 시간은 356.561112초입니다.
✓ GPR 예측 및 겹침 판정 완료.
Ⓢ All done! 결과 파일: gear_gmf_overlap_check.csv
Ⓢ 부피가 가장 작은 기어 세트 (겹침 없음):
```

<최적 설계 진행 시 진행도 표시>

Module	SunGearTeeth	PlanetGearTeeth	FaceWidth	Volume_mm3	ShaftDiameter	GMF_Hz	RingGearDiameter
--------	--------------	-----------------	-----------	------------	---------------	--------	------------------



KU KONKUK
UNIVERSITY

4. 모델링 및 최적화

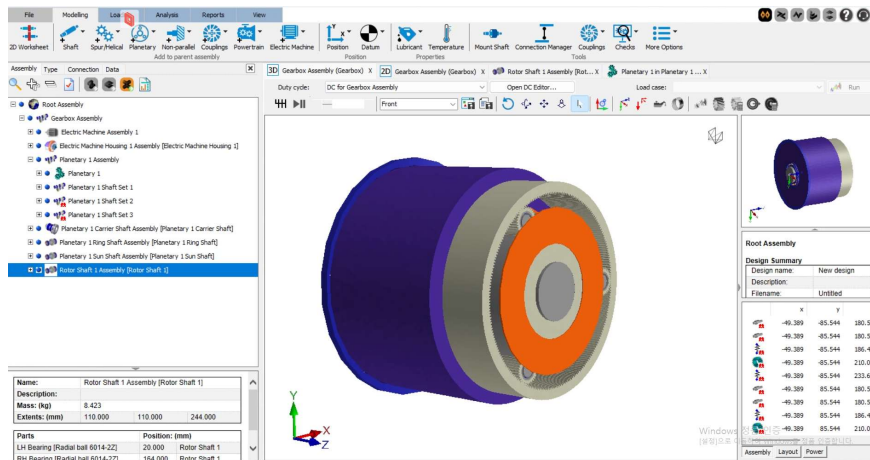
종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

4.2. 유성 기어 최적 설계

- 최종적으로 다음과 같은 모델이 최적 모델로 도출됨

	모듈	잇수	폭(mm)	총 부피 (mm ³)	축 직경 (mm)	공진 횟수	고유진동수 (Hz)
Sun Gear	2.68	60	59	3.94e06	70	0	약 36000Hz
Planet Gear		12			X	0	약 46000Hz

<최적 모델>



<최적 모델 형상>

해당 모델에 대해 결과의 신뢰성 판단을 위해

1. ROMAX를 이용한 강도 해석
2. Ansys Modal을 이용한 진동 해석을 진행함



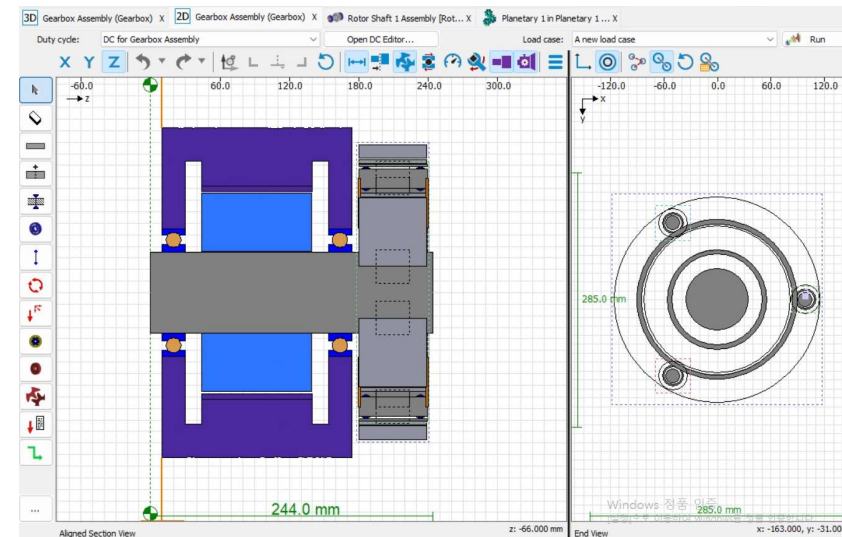
5. 해석 및 결과 비교

5.1. 최적 모델 강도 해석

- 최적 모델의 신뢰성 검증을 위해 Hexagon사의 ROMAX를 이용한 유성기어의 면압/굽힘 강도 해석 수행
- 이를 이론적 수식과 비교, 오차를 확인하여 최적 모델 결과에 대한 검증 진행
- 강도 해석의 경우, ROMAX 내에서 모터를 구현한 NVH 해석을 수행하고 싶었으나, 오류로 인하여 해석 진행 불가
- 추후 이에 대한 검증 예정

Surface Stress σ_{H1} : 391.04 MPa
Bending Stress σ_{F1} : 178.40 MPa
Safety Factor SH1 : 2.62 (≥ 1.30)
Safety Factor SF1 : 3.07 (≥ 1.15)

Surface Stress σ_{H1} : 316.4 MPa
Bending Stress σ_{F1} : 172.5 MPa
Safety Factor SH1 (Surf): 3.24 (≥ 1.30)
Safety Factor SF1 (Bend): 3.18 (≥ 1.15)



<이론적 수식에 의한 면압강도, 굽힘 강도 & 안전계수 >

<ROMAX를 이용한 유성기어 강도 해석>



5. 해석 및 결과 비교

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

5.2. 최적 모델 진동 해석

- 최적 모델의 신뢰성 검증을 위해 ANSYS Modal을 이용한 유성기어의 진동 해석 수행

Mode	SUN GEAR ANSYS 해석 [Hz]	Planet Gear ANSYS 해석 [Hz]	Sun Gear GPR 예측값 [Hz]	Planet Gear GPR 예측값 [Hz]	상대 오차 (%)	
1	32798	46657	34228	44343	4.36	5.2
2	36300	45502	34299	44919	5.51	1.3
3	36419	47316	34557	45542	5.11	3.9
4	33542	46430	34934	46157	4.15	0.6
5	35475	47971	35359	46712	0.33	2.7
6	34225	49252	35790	47172	4.57	4.4
7	34800	48376	36223	47521	4.09	1.8
8	37740	50422	36680	47766	2.81	5.7
9	35820	48357	37191	47925	3.83	0.9
10	39215	49647	37779	48022	3.66	3.4

- 최적 설계된 썬기어와 플래닛기어에 대해 ANSYS Modal 해석을 수행하고, 고유진동수(1~10차)를 추출함
- Matlab GPR 기반 머신러닝 예측값과의 평균 오차는 5% 이내로, 유한요소 해석 수준의 예측 신뢰성을 확보함



6. 결론

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

6.1. 결론

- 본 연구에서는 주어진 강도 및 진동 조건을 만족하면서도 부피를 최소화할 수 있는 유성기어 조합을 도출하기 위해, 설계 변수 기반의 조건 필터링과 머신러닝 기반의 진동 예측 모델을 결합한 최적화 프로세스를 구축하였다.

- **결과**

- 1) 구조 강도 확보
- 2) 공진 회피($GMF \neq$ 각 기어의 고유 진동수)
- 3) 기어 부피 최소화 => 경량화

- **활용 가능성**

- 1) 실주행 기반 진동/강도 예측 정밀화 : 다양한 운전 사이클을 반영한 고신뢰 기어 설계 가능
- 2) EV 플랫폼 별 맞춤형 기어 설계 자동화 : 차량 크기,토크 조건에 따라 설계 파라미터 자동 필터링 및 최적화 적용

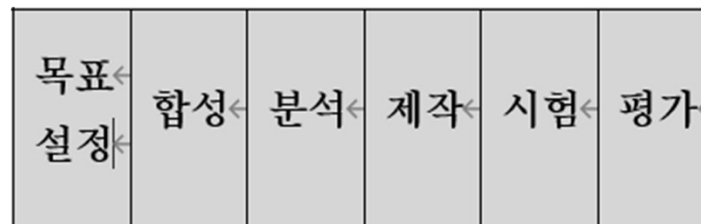


6. 결론

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

6.2. 설계 요소 고려사항

- **목표 설정:** 공진을 회피하면서 부피를 최소화하는 유성기어 설계
- **합성:** ISO 기준 기반 강도·성능 조건 수식화 및 모델링
- **시험:** 이후 기어 강도 해석을 통해 계산된 매크로 치형의 타당성을 검증함
- **평가:** 조건 만족 조합 중 부피 최소 기어 모델 최종 도출



6. 결론

종합설계 프로젝트
지도교수 김창완 교수님

6.3. 제한 요소 고려사항

- **경제:** 재료 절감과 공간 효율 향상을 위한 소형화
- **환경:** 재료 절감을 통한 자원 절감
- **미학:** 유성기어 소형화를 통한 제품 디자인의 자유도 상승
- **생산성, 내구성:** ISO 기반 강도 조건 바탕으로 한 신뢰성 확보
- **산업 표준:** ISO 6336기준 유성 기어 치형 설계

경제	환경	사회	윤리	미학	보건 및 안전	생산성 내구성	산업 표준
----	----	----	----	----	---------------	------------	----------



감사합니다.

