

---

## 기계요소설계 2023-1 프로젝트

---

### 특수기어 2단 감속기 설계

Major	기계요소설계	조 이름	기어워
Name	곽 진	Student ID	21900031
Name	안건힐	Student ID	21900416
Name	최윤석	Student ID	22100747
Name	한태건	Student ID	21900793

# 목차

## I. 설계 대상 설명

## II. 설계 전략

## III. 업무 분담표

## IV. 요소별 세부 설계 과정

1. 베벨 기어 설계
2. 웜 기어 설계
3. 베벨 기어 – 웜 기어 선정
4. 입력 축 및 입력축의 베어링 설계
5. 중간 축, 중간 축의 베어링 및 키 설계
6. 출력 축, 출력 축의 베어링 및 키 설계
7. 2단 감속기, 3차원 형상 모델링
8. 케이스 규격 설계

## V. 재료 원가 계산

## VI. 설계 타당성 검토

## VII. 고찰 및 총평

## VIII. 부록

# I. 설계 대상 설명

## 1. 설계 주제

본 프로젝트는 기계 요소로 구성된 시스템의 종합 설계 능력을 향상시키기 위하여 기계요소의 설계 지식을 활용한 통합 설계를 시행한다. 설계 주제는 산업 현장에 활용되는 '특수기어 2단 감속기 설계'이다. 본 설계의 목적은 2단 특수 기어 감속기가 하중이 가해지는 조건에서 각 기계 요소에 가해지는 강도 및 변형에 대한 안전율을 만족함과 동시에 부품이 장착되는 외관 케이스 크기가 최소화되는 감속기를 설계하는 것이다.

## 2. 설계 요구 사항

- 원기어와 베벨기어의 조합으로 구성되는 출력 4HP, 감속비 30:1의 2단 감속기를 적절한 용도에 적용하여 설계한다. (입력 RPM: 3000)

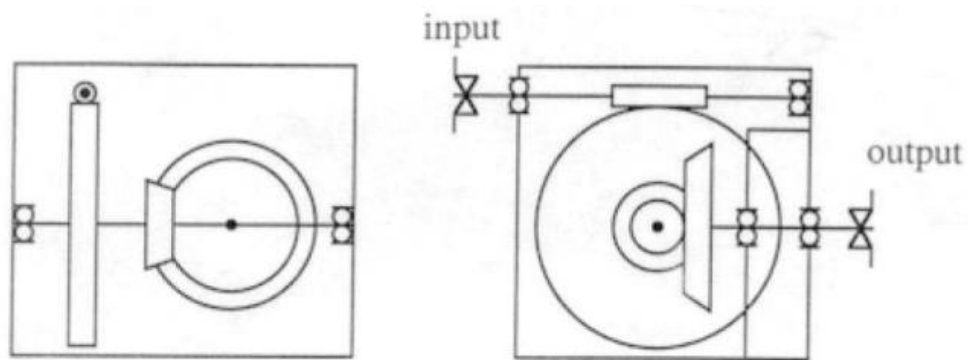


Figure 1. 2단 감속기 레이아웃

요소 별 세부 설계 요구사항은 다음과 같다.

**Table 1. 요소 별 설계 요구 사항**

<b>웜기어</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ 웜기어: 인청동, 웜: 담금질 니켈크롬강</li> <li>➤ 축 형태: 일체형 축</li> <li>➤ 마찰계수: 0.05</li> </ul>
<b>베벨 기어</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ 압력각: 20도</li> <li>➤ 모듈: 1, 2, 3 계열 중 선택</li> <li>➤ 잇수: 교재 표 9-5에 제시된 이론한계 잇수 적용</li> <li>➤ 이폭: 원추거리의 1/3~1/4배 사이</li> <li>➤ 재료: SCM계열 중에서 선택하여 적절한 열처리</li> </ul>
<b>축</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ 기계구조용 탄소강 SM45C를 열처리 적용</li> <li>➤ 항복강도: 490[MPa], 인장강도: 680[MPa]</li> <li>➤ 기어 달림부 처짐, 베어링 장착부 휨 감도, 바하의 비틀림 조건 확인</li> <li>➤ RPM이 낮으므로 축진동 해석은 하지 말 것</li> </ul>
<b>키</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ 일반적인 SM45C ( 항복강도 343[MPa], 인장강도 568[MPa] )</li> </ul>
<b>베어링</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ 각 축의 베어링 2개는 같은 것 사용 (수명 8000시간)</li> </ul>
<b>케이스</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ 케이스 크기 제시 (케이스 안쪽면의 길이-높이-폭을 제시함)</li> <li>➤ 기어 바깥 지름과 케이스 안쪽면 또는 베어링면까지의 여유간격 20mm 간격 고려</li> </ul>
<b>공통</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ 축, 베어링, 키 각종 계수(충격계수, 피로응력집중계수, 안전계수, 기어계수, 하중계수 등)는 용도에 따라 적정 값을 사용한다.</li> <li>➤ 기어는 각각 3개의 기어설계수식을 만족</li> </ul>

## II. 설계 전략

### ➤ 2단 감속기의 용도

일반 감속기는 동력원에 결합되어 출력 회전수를 감소함으로 높은 출력 토크를 유발하는 기계적 에너지 변환 장치이다. 모터의 규격은 보편적으로 주어지기 때문에 작용점에 필요한 토크/힘을 얻기 위해 감속기를 사용한다. 주어진 설계 조건에 대하여 출력 부에 대한 토크를 환산하면 다음과 같다.

$$T = 716200 \times \frac{H}{N} = 716200 \times \frac{4}{3000/30} = 28648 [kg \cdot mm] = 28.65 [kg \cdot m]$$

해당 마력과 토크를 갖는 2단 감속기는 농공업용 펌프의 부속품으로 가용할 수 있다.

**wilo**  
PU-3000i



Figure 2. [윌로 펌프사] 농공업용 펌프

따라서 해당 감속기는 야지에서 사용하는 농공업용 펌프로 외부의 충격을 충분히 고려하여 안전 계수를 선정하였다.

➤ 효율적인 설계 알고리즘

효율적인 설계를 위해 다음과 같은 순서로 프로젝트를 진행하였다.

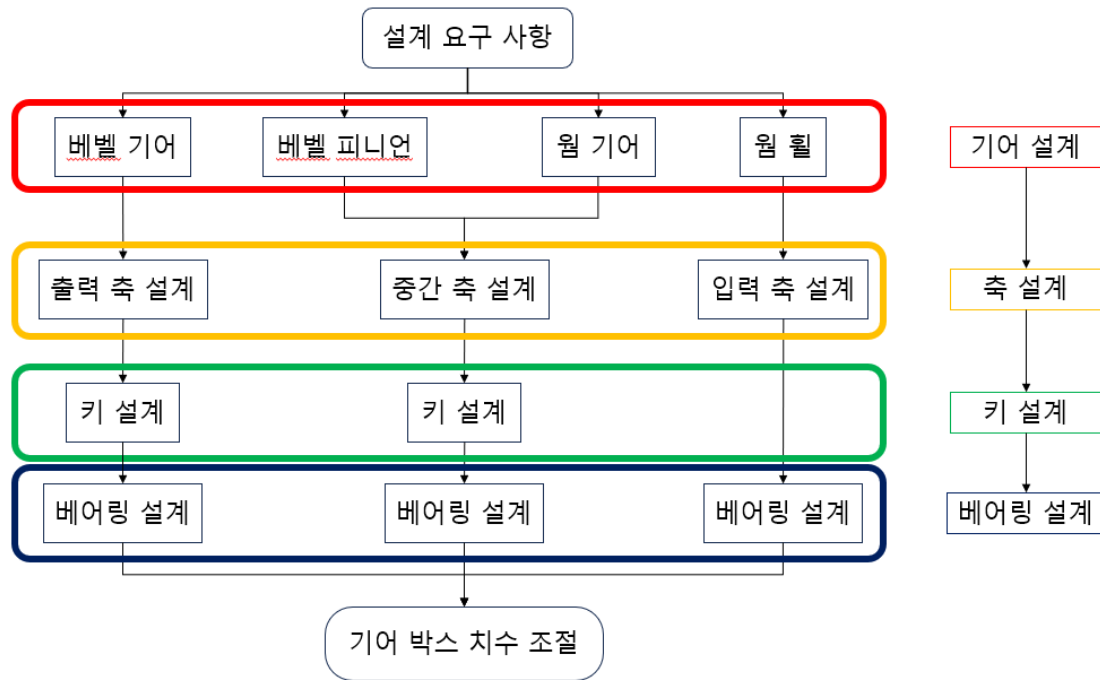


Figure 3. 설계 전략 흐름도

### III. 업무 분담

Table 2. 업무 분담표

조원	담당 업무
곽 진	입력 축, 출력 축 계산 및 베어링 설계
안건힐	베벨 기어 설계, 중간 축 계산
최윤석	3D 모델링, 원가 계산 및 총괄
한태건	웜 기어 설계, 설계 보고서 작성

## IV. 요소별 세부 설계 과정

Table 3. 2단 감속기 조건

요구 출력 동력	4[HP]
입력축 회전 수 조건	3000[RPM]
요구 감속비	30:1

### 1. 베벨 기어 설계

Table 4. 베벨 기어 기본 조건

사용 용도	농업용 펌프
사용 재질	침탄 SCM 415
인장강도	830[N/mm <sup>2</sup> ]
허용 반복 굽힘 응력	42.3[kg/mm <sup>2</sup> ]
이폭	원추거리의 1/3
압력각	20°

2단 감속기의 사용 용도로는 4마력의 출력이 필요한 농업용 펌프의 구성품인 감속기로 선정하였다. 따라서 Figure 4에 따라 베벨기어의 사용기계에 의한 계수  $f_s = 1$ 로 계산하였다.

베벨 기어의 사용 재질 선정은 인장 강도와 허용 반복 굽힘 응력 측면에서 고려하였을 때 후보를 S45C, SCM435, SCM440, SCM415를 선정하였으며, 베벨기어의 재료에 의한 계수  $f_m$ 이 클수록 AGMA면압강도식을 만족하는 피니언의 피치원 지름이 작아지므로 Table 1에 따라  $f_m = 1$ 인 피니언의 재료와 기어의 재료는 침탄강-침탄강인 SCM415로 선정하였다.

베벨기어의 이폭의 선정 후보는 원추거리의 1/4~1/3이다. 모듈과 반비례 관계이므로 이폭이 작아지면 모듈이 커지고 기어의 규격이 커지므로 기어 박스의 부피를 줄이기 위해 이폭

은 범위 내 가장 큰 원추거리의 1/3 길이로 선정하였다.

$f_s$	사용기계
2.0	자동차, 전차(시동 토크에 의함)
1.0	항공기, 송풍기, 원심분리기, 기증기, 공작기계(벨트구동), 인쇄기, 원심펌프, 감속기, 방적기, 목공기
0.75	공기압축기, 전기공구(휴대용), 광산기계, 컨베이어
0.5~0.65	분쇄기, 공작기계(모터 직결구동), 왕복펌프, 압연기

피니언의 재료	기어의 재료	$f_m$	피니언의 재료	기어의 재료	$f_m$
주철 또는 주강	주철	0.3	기름담금질강	연동 또는 주강	0.45
조질강	조질강	0.35	침탄강	조질강	0.5
침탄강	주철	0.4	기름담금질강	기름담금질강	0.80
기름담금질강	주철	0.4	침탄강	기름담금질강	0.85
침탄강	연강 또는 주강	0.45	침탄강	침탄강	1.00

Figure 4. AGMA 면압 강도 식 계수 표

$$W = 1.336b\sqrt{D_1 f_m f_s}$$

$$d_p \geq \sqrt[5]{\left\{2T \sin^2 \delta \times \left(\frac{6}{1.336 \times 0.5}\right)\right\}^2}$$

$$\delta = \tan^{-1}\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right), \quad T = 716200 \times \frac{H}{N} [kg \cdot mm]$$

AGMA 면압강도식을 만족하면 굽힘 강도식 조건과 면압 강도식 조건을 모두 만족하게 된다. 따라서 위의 식을 사용하여 AGMA 면압강도식을 만족하는 출력 축의 회전속도가 100[RPM]일 때 감속비 (1:1, 2:1, 3:1, 3:2)에 따른 베벨기어 피니언의 피치원지름, 원추 거리를 확인한 결과는 아래와 같다.

Table 5. 감속비에 따른 베벨기어 피니언의 크기

감속비	Calculated $d_p$ [mm]	$l$ [mm]	$m$	$Z$	Modified $d_p$ [mm]	AGMA
1:1	127.05	89.34	4	32	128	O
2:1	80.16	89.64	4	21	84	O
3:1	59.33	93.84	3	20	60	O
3:2	98.03	88.37	5	20	100	O



## 2. 웜 기어 설계

Table 6. 웜기어 설계 조건

웜휠 재료	인청동
웜 재료	담금질 니켈 크롬강
웜기어 축	일체형 축
마찰 계수	0.05
모듈	1, 2, 3 계열에서 선택
압력각	20

베벨기어의 감속비에 따라, 웜기어의 감속비가 변하며, 베벨기어에서 분석하였던 것과 동일한 경우에 대해 웜 기어를 분석하였다. 감속비를 변경해가며 수식을 만족하는 줄 수를 선정하였다.

Table 7. 감속비에 따른 웜기어 크기

감속비	줄 수	웜기어 잇수	축직각 모듈	웜 지름	웜의 지름
20:1	1	20	12	240	88
30:1	1	30	12	360	88
15:1	2	30	9	270	69
10:1	2	20	9	180	69

### 3. 베벨 기어-웜 기어 선정

Table 8. 베벨 기어 및 웜기어 크기

베벨 기어		웜 기어		
감속비	$d_p$ [mm]	감속비	$D_w$ [mm]	$D_g$ [mm]
1:1	128	30:1	360	88
2:1	84	20:1	240	88
3:1	60	10:1	180	69
3:2	100	15:1	270	69

감속비에 따른 베벨 기어의 피치원 지름은 각각 128[mm], 168[mm], 180[mm], 150[mm]이다. 웜기어와 같이 고려하였을 때 부피가 가장 작은 베벨기어 감속비 3:1과 웜 기어 10:1을 선정하였다.

➤ 베벨 기어 (감속비 3:1)

Table 9. 베벨기어 요약표

주요 치수	기호 및 수식	값	
		피니언	기어
치형	글리슨 식		
재질	침탄 SCM415		
축 각	$\Sigma = \delta_1 + \delta_2$	$\delta_1 = 18.43^\circ$	$\delta_2 = 71.57^\circ$
압력 각	$\alpha$	$20^\circ$	
이폭	$b = l/3$	$b = 31.63[\text{mm}]$	
모듈	$m$	3	
이끝 높이	$h_k = m$	3[mm]	
이뿌리 높이	$h_f = h_k + 0.47 \times m$	4.41 [mm]	
잇 수	$Z$	$Z_1 = 20$	$Z_2 = 60$
피치원 지름	$D$	$D_1 = m \cdot Z_1 = 60[\text{mm}]$	$D_2 = m \cdot Z_2 = 180[\text{mm}]$
피치 원주각	$\delta$	$\delta_1 = d_1 = 18.43^\circ$	$\delta_2 = d_2 = 71.57^\circ$
원추 거리	$l = D/(2 \cdot \sin(\delta))$	$l = 94.89[\text{mm}]$	
이끝원 지름	$D_k = D + 2h_k \cos(\delta)$	$D_{k1} = 65.69[\text{mm}]$	$D_{k2} = 181.90[\text{mm}]$
피치 원주 속도	$v = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{60000}$	0.94 [m/s]	
상당평기어잇수	$z/\cos(\delta)$	21	190
치형계수	$y_{e1}$	0.346	-
수정계수	$\lambda = (l - b)/l$	0.67	
속도계수	$f_v = 3.05/(3.05 + v)$	0.76	
접촉면 응력계수	$K$	$0.569[\text{kg/mm}^2]$	
재료계수	$f_m$	1 (침탄강·탄소강)	
사용기계계수	$f_s$	1 (감속기)	

Table 10. 베벨기어 작용 하중

	기호 및 수식	값[kg]	
		피니언	기어
접선력	$W = 4[\text{Hp}] \times 75/v$	319.15	
작용 하중	$W_n = W/\cos(\alpha)$	339.63	
횡방향 하중	$W_r = W_n \cdot \sin(\alpha) \cdot \cos(\delta)$	$W_{pr} = 110.20$	$W_{gr} = 36.72$
쓰러스트 하중	$W_a = W_n \cdot \sin(\alpha) \cdot \sin(\delta)$	$W_{pa} = 36.72$	$W_{ga} = 110.20$
횡하중 합력	$F_r = \sqrt{W^2 + W_r^2}$	$F_{pr} = 337.64$	$F_{gr} = 321.26$
쓰러스트하중 합력	$F_a = W_a$	$F_{pa} = 36.72$	$F_{ga} = 110.20$

Table 11. 기어 설계수식 적용

	수식	값	만족여부
굽힘 강도	$W_{Bend} = f_v \cdot \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot y_{e1} \cdot \lambda$	$659.92 > W$	O
면압 강도	$W_{Bearing} = f_v \cdot K \cdot b \cdot m \cdot \frac{2Z_{e1} \cdot Z_{e2}}{Z_{e1} + Z_{e2}}$	$2041.99 > W$	O
AGMA	$1.336 \cdot b\sqrt{D_1} \cdot f_m \cdot f_s$	$327.33 > W$	O

따라서 선정된 감속비 3:1 베벨 기어는 굽힘강도, 면압강도, AGMA 면압강도 조건을 모두 만족한다.

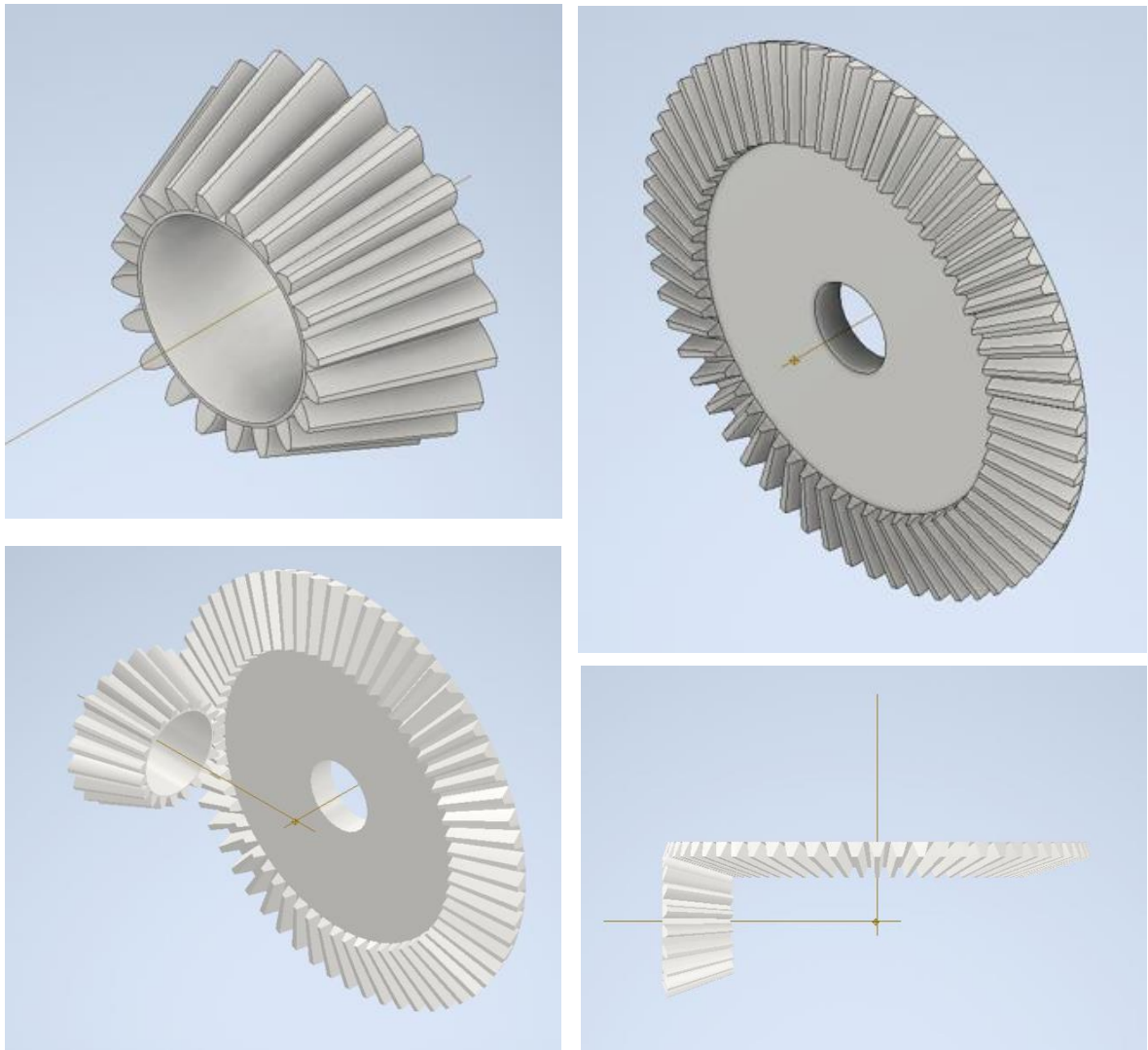


Figure 5. 베벨기어 형상 (3 : 1)

➤ 월기어 설계 (감속비 10:1)

Table 12. 월기어 요목표

명칭	기호 및 수식	월	월 휠
치형 기준 단면	-	축 직각	
재질	-	인청동	담금질 니켈 크롬강
축직각 모듈	$m_s = \frac{p_s}{\pi}$	9	
압력 각	$\alpha$	20°	
리드	$l = p_s Z_w$	56.6	
리드 각(비틀림 각)	$\beta = \tan^{-1}(\frac{l}{\pi D_w})$	14.57°	
피치	$p_s = \pi m_s$	28.3	
줄 수	$Z_w$	2	-
피치원 지름	월 : $D_w = 2p_s + 12.7$ 월 휠 : $D_g = m_s Z_g$	69.3	180
이끝높이	$h_k = m_s (Z_w = 1, 2)$	9	
이끝높이 증가량	$h_i = 0.75h_k (Z_w = 1, 2)$	6.75	
이끝원 지름	월 : $D_{kw} = D_w + 2h_k$ 월 휠 : $D_{kg} = D_t + 2h_i$ 목지름 : $D_t = D_g + 2h_k$	87.3	211.5
이 폭	$b = 2.4p_s + 6 (Z_w = 1, 2)$	-	73.86
유효 이 폭	$b_e = \sqrt{D_{kw}^2 - D_w^2}$	-	53.1
마찰계수	$\mu$	0.05	
속도 계수	$f_v = \frac{6}{6 + V_g}$	0.68	
월의 길이	$L = (4.5 + 0.02Z_g)p_s$	138.67	-
월휠의 페이스각	$\theta = 2 \cos^{-1}(\frac{D_w}{D_{kw}})$	-	74.91

Table 13. 워휠의 접선 속도

명칭	기호 및 수식	값
워의 피치원주속도	$v_w = \frac{\pi D_w n_w}{60000}$	10.9[m/s]
워휠의 회전속도	$n_g = \frac{n_w}{i}$	300[rpm]
워휠 접선 속도	$v_g = \frac{\pi D_g n_g}{60000}$	2.83[m/s]

Table 14. 워의 효율

명칭	기호 및 수식	값
상당 마찰 계수	$\mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha}$	0.0532
마찰각	$\rho' = \tan^{-1} \mu'$	3.045°
효율	$\eta = \frac{\tan \beta}{\tan (\beta + \rho')}$	0.82

Table 15. 워기어에 작용하는 힘

명칭	수식 및 결과
워 회전력(워 휠의 쓰러스트)	$F_1 = F_2 \tan(\beta + \rho') = 33.69[kg]$
워휠 회전력(워의 쓰러스트)	$F_2 = \frac{T_{in}}{0.5D_g} = 106.1[kg]$
워의 나사면의 수직력	$W_n = \frac{F_1}{\cos \alpha \sin \beta + \mu \cos \beta} = 118.30[kg]$
워 횡방향 하중	$W_r = W_n \sin \alpha = 40.46[kg]$
워의 나선방향에 수직한 힘	$W_t = W_n \cos \alpha = 111.17[kg]$
워 축의 반지름 방향으로 작용하는 힘	$F_{rw} = \sqrt{F_1^2 + W_r^2} = 52.65[kg]$
워 휠의 축의 반지름 방향으로 작용하는 힘	$F_{ry} = \sqrt{F_2^2 + W_r^2} = 113.55[kg]$ $F_1 = F_2 \tan(\beta + \rho') = 33.69[kg]$

위 표에서 구한 값들을 토대로 굽힘강도, 마멸강도, 발열강도 조건을 만족하는지 확인한다.

➤ 굽힘강도

Table 16. 원기어의 굽힘강도

명칭	수식 및 결과
속도계수	$f_v = \frac{6}{6 + v_g} = 0.761$
웜힐의 허용반복 굽힘응력	$\sigma_b = 17.0[kg/mm^2]$
웜힐의 이폭	$73.85[mm]$
웜힐의 치직각 피치	$p = p_s \cos \beta = 27.27[mm]$
웜힐의 치형계수	$Y = 0.125 (\alpha = 20^\circ)$
$W = f_v \sigma_b b p y$	$3256.71[kg]$

$$W = 3256.71[kg] > F_2 = 106.1[kg]$$

따라서 선정한 감속비 10:1 원기어는 굽힘강도 조건을 만족한다.

➤ 마멸강도

Table 17. 원기어의 마멸강도

명칭	수식 및 결과
리드각 계수	$\phi = 1.00 (\beta < 20^\circ)$
내마멸계수	$K_w = 85 \times 10^{-3}[kg/mm^2]$ (담금질강, 인청동(금형))
유효 이폭	$b_e = 53.1[mm]$
$W = f_v \phi K_w D_g b_e$	$918.26[kg]$

$$W = 918.26[kg] > F_2 = 106.1[kg]$$

선정한 감속비 10:1 의 원기어는 마멸강도 조건을 만족한다.



➤ 발열강도

Table 18. 웜기어의 발열강도

명칭	수식 및 결과
속도에 따른 발열계수	$C_h = \frac{0.6}{1 + 0.5v_s} = 0.09$
웜의 피치원을 따라서 측정 한 웜휠의 이폭	$b_h = \frac{\pi D_w \theta}{360^\circ} = 45.3[\text{mm}]$
웜휠의 축직각 피치	$p_s = 28.3[\text{mm}]$
$W = C_h b_h p_s$	115.38[kg]

$$W = 115.38[\text{kg}] > F_2 = 106.1[\text{kg}]$$

따라서 선정된 감속비 10:1 웜기어는 발열강도 조건을 만족한다.

$$H = \frac{W \times V_g}{75} = 4.35[\text{PS}]$$

가장 작은 발열강도에 의한 웜휠 피치원주의 회전력으로 구한 동력은 4[PS]보다 크므로 조건을 만족한다.

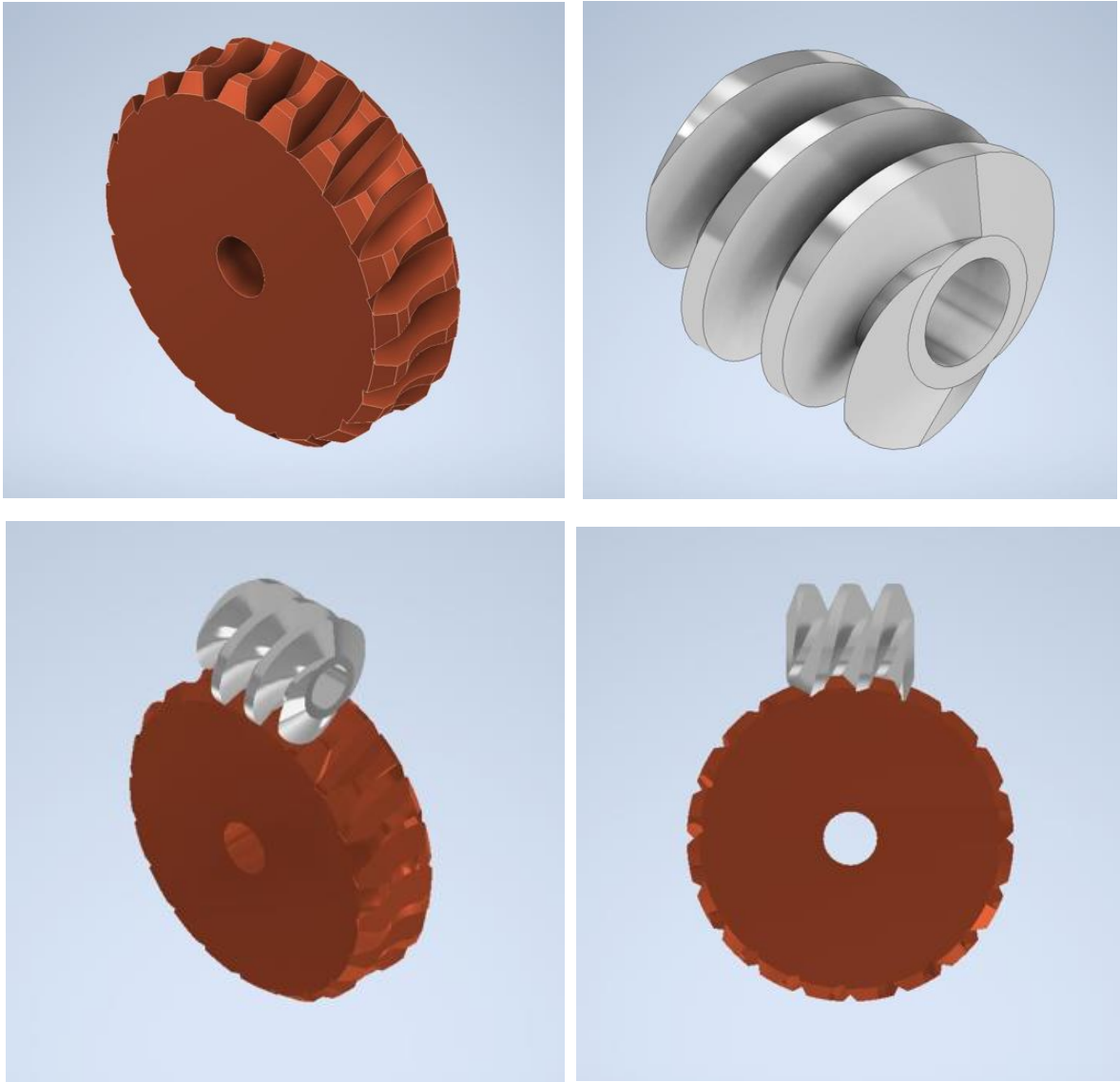


Figure 6. 웜 기어 형상 ( 10 : 1 )

#### 4. 입력 축 및 입력축의 베어링 설계

##### 1. 축 설계

###### a) 축 길이

입력 축의 재료는 웜 휠의 이끝원 지름에 케이스의 여유(20mm)와 베어링의 폭 (20mm)를 고려하여 설계하였다.

$$L = D_{kg} + (20 \times 2) + (20 \times 2) = 291.5 \text{ mm}$$

###### b) 입력 축의 재료

축의 재료는 설계조건에 맞게 열처리된 기계구조용 탄소강(SM45C)를 사용하며 이에 대한 물성치는 다음과 같다. 교재에 명시된 단위(e.g.  $kg/mm^2$ )는 중력 가속도 ( $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ )를 적용하여 SI 단위로 조절한다.

Table 19. 재료의 물성치

물성치	값
탄성 계수 $E$	200 [GPa]
항복 강도 $S_y$	490 [MPa] = 49.95 [ $kg/mm^2$ ]
인장 강도 $S_{ut}$	686 [MPa] = 69.93 [ $kg/mm^2$ ]

입력축은 웜과 일체형으로 웜기어가 축에 가하는 힘은 다음처럼 계산할 수 있다.

c) 입력 축에 작용하는 힘

Table 20. 월기어가 축에 가하는 힘

힘	값
월의 회전력, $F_1$	33.69 [kg]
월의 횡하중, $W_r$	40.46 [kg]
월 축의 반지름 방향 힘, $F_{rw} = \sqrt{F_1^2 + W_r^2}$	52.65 [kg]

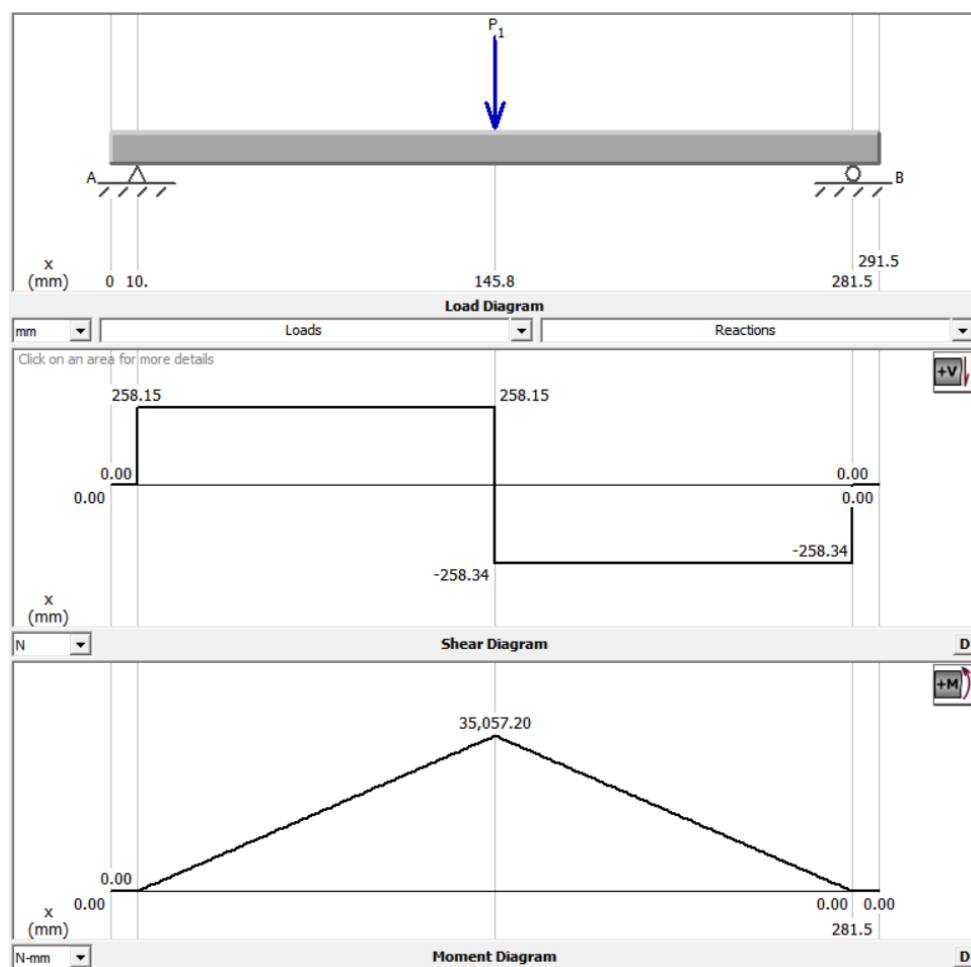


Figure 7. 입력축의 전단력 및 모멘트 선도

d) 정하중 계산

$$d \geq \left( \frac{32S}{\pi\sigma_Y} \sqrt{(K_{sb}M)^2 + \frac{3}{4}(K_{st}T)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

안전계수  $S$ : 1.5,    굽힘 충격 계수  $K_{sb} = 2$ ,    비틀림 충격 계수  $K_{st} = 2$

$$d \geq 13.06 \text{ mm}$$

e) 피로하중 계산

수정피로한도를 결정하기 위해 다음과 같은 인자를 고려한다.

Table 21. 수정피로한도 인자

명칭	기호	값
표면 처리 계수	$C_f$	$4.51 \cdot (10 \cdot 69.93)^{-0.265} = 0.795$
신뢰도 계수	$C_r$	0.89 (신뢰도 90%)
크기 계수	$C_s$	0.85 ( $13\text{mm} < d \leq 50\text{mm}$ )
온도 계수	$C_t$	1 ( $T \leq 450 \text{ } ^\circ\text{C}$ )
피로 한도	$\sigma_e'$	$0.5 \times 69.93 = 34.965$
응력집중계수	$K_f$	1.5

$$\sigma_e = \frac{C_f C_s C_r C_t}{K_f} \sigma_e' = 14.02 \text{ kg/mm}^2$$

Von-Mises응력으로 평균응력 및 교변응력을 구하고 ASME 파선선도식을 통해 피로 파손을 만족하는 최소 지름을 계산할 수 있다.

$$d \geq \left( \frac{32S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{\sigma_e}\right)^2 + \frac{3}{4}\left(\frac{T}{\sigma_Y}\right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 15.74[\text{mm}]$$

안전율을 고려한 정하중 및 피로하중 계산을 하였을 때 만족하는 최소 지름은 16mm였으나 베어링의 안지름이 20mm일 때 수명 시간을 만족하지 않아서 축직경을 30mm로 상향 조정했다.

f) 축의 강성 설계

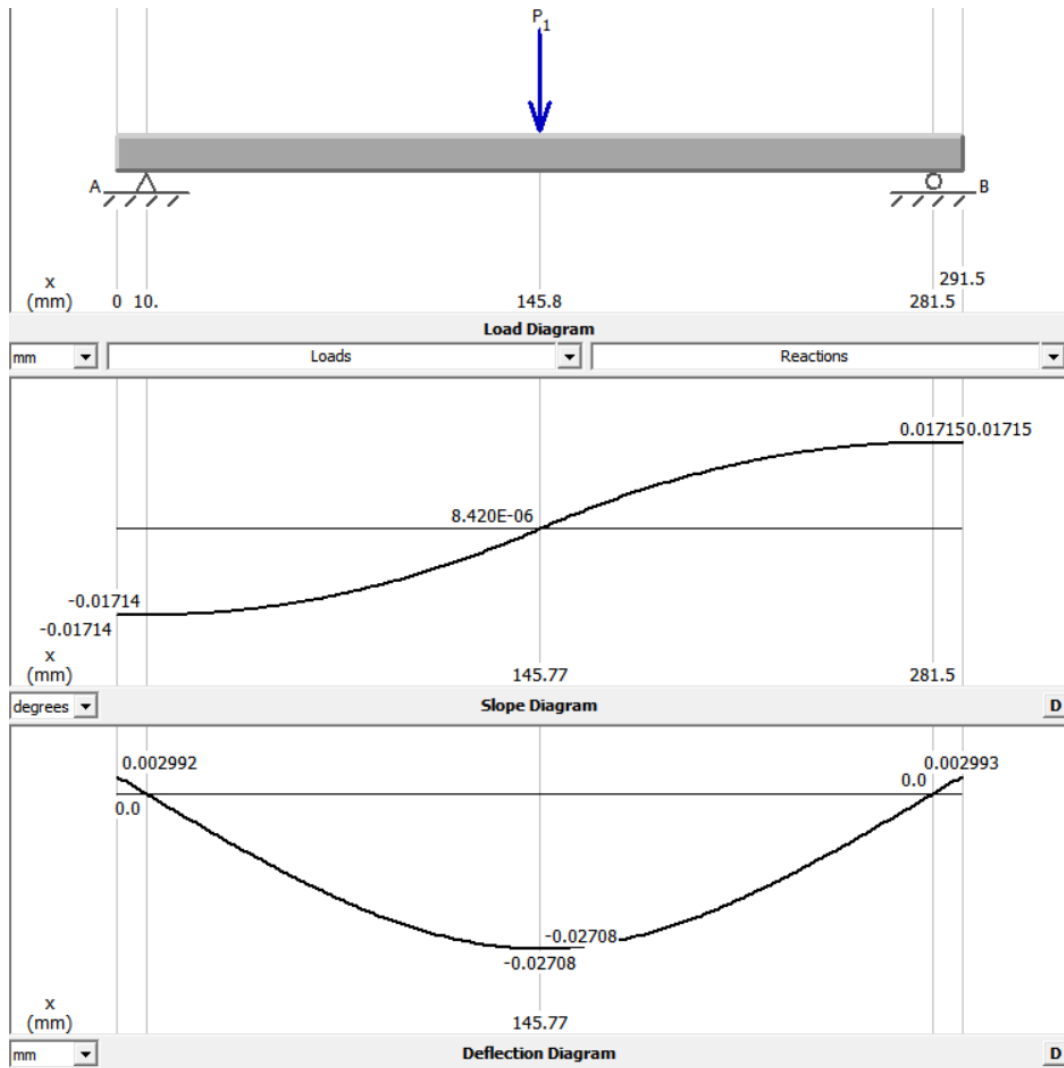


Figure 8.  $x - y$  평면에서의 강성 해석

축의 직경이 30mm 일 때 축의 처짐량 및 처짐 각도를 나타낸 선도이다. 처짐 각도는 0.0174도로 일반 전동축에서 굽힘에 의한 축의 허용 처짐각( $1/1000rad = 0.0573^\circ$ )을 만족한다. 처짐량은 0.02708mm로 1미터당 허용 처짐량 0.33mm 조건을 만족한다.

축의 비틀림 모멘트로 인하여 축의 비틀림 각은 다음과 같이 정의된다. SM45C의 전단 탄성계수는  $G = 80GPa$ 이다.

$$\phi = \frac{Tl}{GI_p} = \frac{954.93 \times 10^{-3} \cdot 9.81 \cdot 0.14575}{80 \times 10^9 \cdot \frac{\pi(0.030)^4}{32}} = 2.146 \times 10^{-4} rad = 0.0123^\circ$$

$$\frac{\phi}{l} = 0.084 [^{\circ}/m]$$

따라서 토크로 인한 축의 비틀림 각도는 바하(Bach)의 조건을 만족한다.

## 2. 베어링 설계

베어링의 안지름을  $30mm$ 로 가정하고 베어링을 선정하였다.

### a) 베어링 하중

Table 22. 입력축 베어링에 가해지는 하중

명칭	값
레이디얼 하중 $F_r = \frac{F_{rw}}{2}$	$26.33 [kg]$
쓰러스트 하중 $F_a = F_2$	$106.1 [kg]$
하중 계수 $f_w$	1.5
기어 계수 $f_g$	1.2

### b) 베어링 선택

베어링은 입력 축 직경을 고려하여 30306 중간하중용 테이퍼 롤러 베어링을 선택하였다.

Table 23. 30306 베어링 부하 용량

명칭	기호	값
안지름	$d$	$30[mm]$
동적 부하용량	$C$	3550
정적 부하용량	$C_0$	2850

c) 등가 하중

등가 레이디얼 하중 수식은 다음과 같다.

$$P_r = VXF_r + YF_a$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{106.1}{26.33} \geq e = 0.31$$

$$X = 0.4, \quad Y = 1.95$$

$$P_r = VXF_r + YF_a = 217.425[kg]$$

기어계수 및 하중계수를 대입하여 베어링 하중을 구하면 다음과 같다.

$$P = f_g f_w P_r = 319.365[kg] < C_0 = 2850[kg]$$

d) 베어링 수명시간

위의 값을 가지고 베어링의 수명시간을 구하면 다음과 같다.

$$L_h = \frac{L}{60N} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6}{60 \times n_w} = 17029.3[hr] > 8000[hr]$$

시간이 8000 시간보다 크므로 주어진 조건을 만족한다.

Table 24. 30306 베어링 치수

명칭	기호	값
안지름	$d$	30[mm]
바깥지름	$D$	72[mm]
베어링 폭	$B$	20[mm]
모따기 치수	$r_{smin}$	1.5[mm]



## 5. 중간 축과 중간 축 키 및 베어링 설계

### A. 축 설계

#### a) 축 길이

중간축의 길이는 베벨 기어의 최대 길이(이끌원 지름  $185.7mm$ ), 웜휠의 이폭 ( $73.9mm$ )과 웜 기어의 이끌원 반지름( $87mm$ )의 평균, 베어링의 폭( $21 [mm]$ ), 케이스의 여유( $20 [mm]$ ), 베벨기어 피니언과 웜휠( $20 [mm]$ ) 사이의 간격 등을 고려하여 설계한다.

$$L = 185.7 + \frac{73.9}{2} + \frac{87}{2} + 21 \times 2 + 20 \times 2 + 20 = 368.2 \text{ mm}$$

#### b) 축 재료

중간 축의 재료는 입력 축과 동일한 열처리한 기계구조용 탄소강(SM45C)이며 이에 대한 물성치는 Table 3에 도시하였다.

#### c) 중간 축에 작용하는 힘

Table 25. 웜기어가 중간축에 작용하는 힘

작용하는 힘 종류	값
웜의 회전력(웜 휠 쓰러스트), $F_1$	$33.7 [kg]$
웜 휠의 회전력(웜의 쓰러스트), $F_2$	$106.1 [kg]$
웜의 횡하중, $W_r$	$40.5 [kg]$
쓰러스트 하중(베벨기어 피니언), $W_{pa}$	$36.72 [kg]$
횡하중(베벨기어 피니언), $W_{pr}$	$110.2 [kg]$
베벨기어 회전력, $W$	$319.15 [kg]$

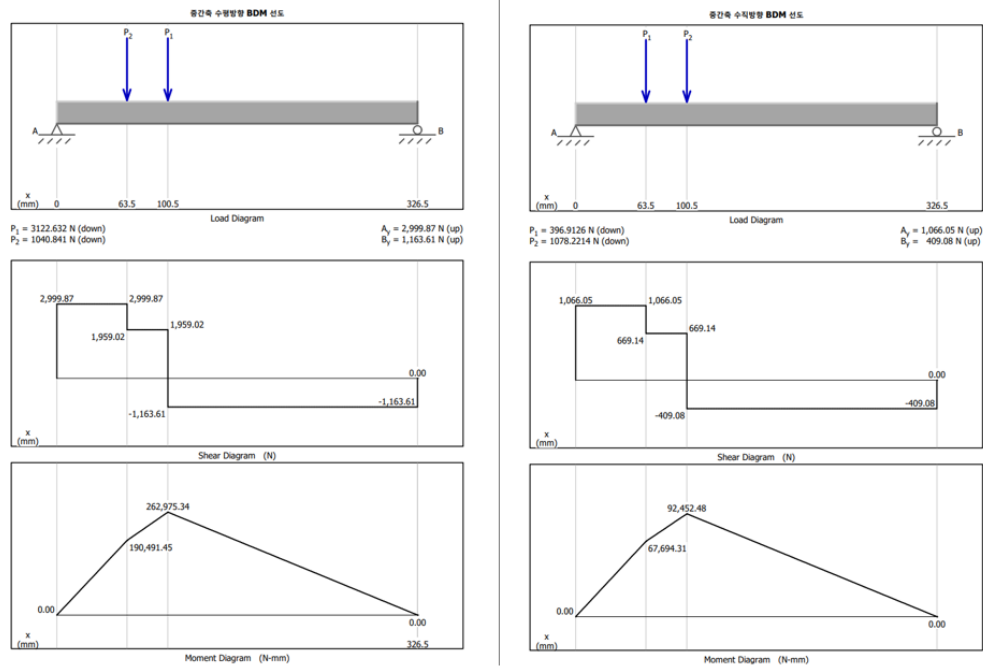


Figure 9. 중간축의 FBD

Table 26. 중간축에 가해지는 물리량

$P_1$	319.15[kg]	$P_1$	40.46[kg]
$P_2$	106.1[kg]	$P_2$	109.91[kg]
$R_{1y}$	305.8[kg]	$R_{1z}$	108.67[kg]
$R_{2y}$	118.6[kg]	$R_{2z}$	41.7[kg]
$M_z$	262,975[N · mm]	$M_y$	92,452[N · mm]
$M_{max}$	278,753[N · mm]	$T$	9545[kg · mm]

d) 정하중

$$d \geq \left( \frac{32S}{\pi\sigma_Y} \sqrt{(K_{sb}M)^2 + \frac{3}{4}(K_{st}T)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \geq 25.9\text{mm}$$

$$S = 1.5, \quad K_{sb} = 2, \quad K_{st} = 2$$

e) 피로하중

수정피로한도를 결정하기 위해 다음과 같은 인자를 고려한다.

Table 27 수정피로한도 인자

명칭	기호	값
표면 처리 계수	$C_f$	$4.51 \cdot (10 \cdot 69.93)^{-0.265} = 0.795$
신뢰도 계수	$C_r$	0.89 (신뢰도 90%)
크기 계수	$C_s$	0.85 ( $13mm < d \leq 50mm$ )
온도 계수	$C_t$	1 ( $T \leq 450\text{ }^{\circ}\text{C}$ )
피로 한도	$\sigma_e'$	$0.5 \times 69.93 = 34.965$
응력집중계수	$K_f$	1.5

$$\sigma_e = \frac{C_f C_s C_r C_t}{K_f} \sigma_e' = 14.02 \text{ kg/mm}^2$$

$$d \geq \left( \frac{32S}{\pi} \sqrt{\left( \frac{M}{\sigma_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{T}{\sigma_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 31.4 [\text{mm}]$$

## f) 축의 강성 설계

축의 변형을 고려하여 설계의 안정성을 위해 직경을 35mm로 선정했다.

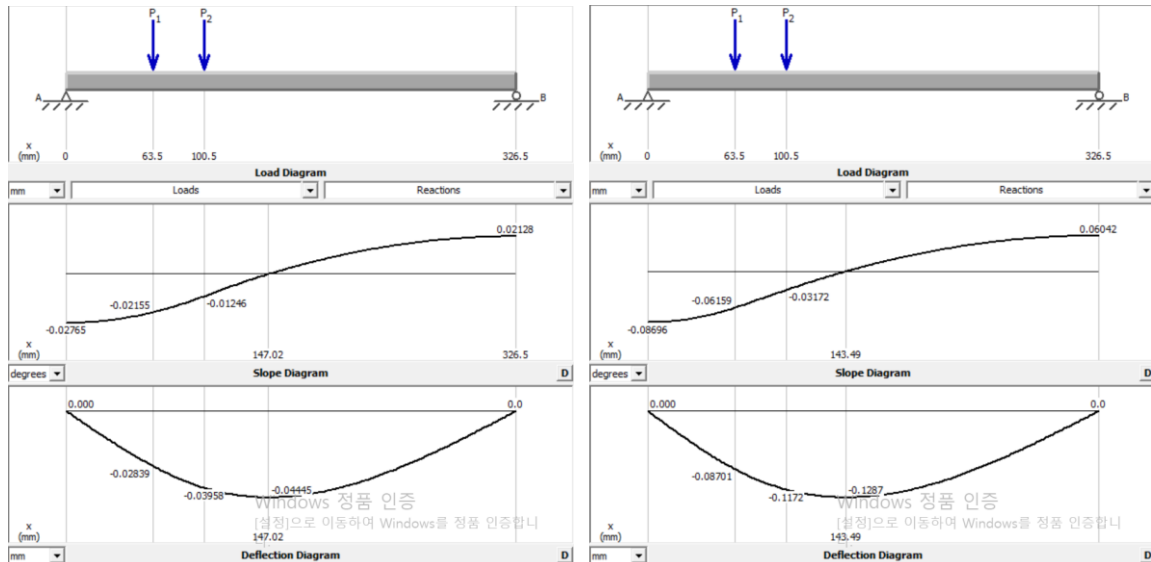


Figure 10. 축의 수직(좌), 수평(우) 방향의 처짐량, 처짐각

중앙부의 수직방향 힘을 MDSolid로 계산한 결과 최대 처짐각도는 왼쪽 베어링 부에서  $0.004^\circ$ 로 나타났다. 따라서 강성 설계에서 미터 당 최대 허용 처짐 각도  $0.001rad$ 을 만족한다. 중앙부의 수평방향 힘을 MDSolid로 계산한 결과 최대 처짐각도는 왼쪽 베어링 부에서  $0.01^\circ$ 로 나타났다. 따라서 강성 설계에서 미터 당 최대 허용 처짐 각도  $0.001rad$ 을 만족한다.

원형 축의 최대 처짐은 한 지점에서 수평방향 및 수직방향의 처짐을 모두 고려한다. 계산하였을 때  $146.17mm$ 부에서  $0.0166mm$ 가량 처짐을 확인할 수 있다. 따라서 강성 설계에서 미터 당 최대 허용 처짐량을 만족한다.

축이 받는 토크에 대한 비틀림 각도는 다음과 같다.

$$\phi = \frac{9.549 \times 9.81 \cdot 0.366}{80 \times 10^9 \cdot \frac{\pi \cdot 0.035^4}{32}} = 2.91 \times 10^{-3} rad = 0.167^\circ$$

$\frac{\phi}{L} = 0.46^\circ/m \leq 1^\circ/m$  따라서 강성조건을 만족한다.

## B. 베어링 설계

### a) 중간 축의 직경

앞의 설계에서 정하중과 피로하중으로 입력축의 직경이  $31.4[mm]$  이상으로 해야 안전한 것을 확인하였으며, 베어링의 안지름 및 수명을 고려하여 입력축의 직경을  $35[mm]$ 로 정하였다.

### b) 베어링의 레이디얼 하중

베어링 1 과 2 의 레이디얼 하중과 관련된 값들은 다음과 같다.

Table 28. 베어링 1,2의 하중

명칭	기호	값
베어링 1의 Y축 방향 레이디얼 하중	$R_{1y}$	$R_{1y} = 305.8[kg]$
베어링 2의 Y축 방향 레이디얼 하중	$R_{2y}$	$R_{2y} = 118.6[kg]$
베어링 1의 Z축 방향 레이디얼 하중	$R_{1z}$	$R_{1z} = 108.67[kg]$
베어링 2의 Z축 방향 레이디얼 하중	$R_{2z}$	$R_{2z} = 41.7[kg]$
베어링 1의 레이디얼 하중의 합력	$R_1$	$R_1 = \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1z}^2} = 324.53[kg]$
베어링 2의 레이디얼 하중의 합력	$R_2$	$R_2 = \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2z}^2} = 125.72[kg]$

베어링 1 의 파손 가능성이 베어링 2 에 비해 높기 때문에 베어링 1 을 기준으로 해석하였다.

$$F_r = R_1 = 324.53[kg]$$

### c) 베어링의 쓰러스트 하중

$$F_a = W_{pa} - F_1 = 36.72 - 33.69 = 3.03[kg]$$

d) 베어링 하중

Table 29. 베어링에 걸리는 하중

명칭	기호	값
레이디얼 하중	$F_r$	324.53[kg]
쓰러스트 하중	$F_a$	3.03[kg]
하중 계수	$f_w$	1.5
기어 계수	$f_g$	1.2

e) 베어링 선택

Table 30. 30307 베어링 부하용량

명칭	기호	값
안지름	$d$	35[mm]
동적 부하용량	$C$	4750
정적 부하용량	$C_0$	3750

f) 베어링의 수명시간

다음 식을 통해 등가하중을 구할 수 있다.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.038 \leq e(= 0.31) \rightarrow X = 1, Y = 0$$

$$P_r = XF_r + YF_a = 324.53[kg]$$

베어링 하중을 구하면 다음과 같다.

$$P = f_g f_w P_r = 584.154[kg] < C_0 = 3750[kg]$$

따라서, 정적 부하용량을 만족한다.

베어링의 수명시간을 구하면 다음과 같다.

$$L_h = \frac{L}{60N} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6}{60 \times n_g} = 60064[\text{hr}] > 8000[\text{hr}]$$

베어링의 수명시간이 8000시간보다 크므로 주어진 조건을 만족한다.

g) 30307 베어링 치수

Table 31. 30307 베어링

명칭	기호	값
안지름	$d$	35[mm]
바깥지름	$D$	80[mm]
폭	$B$	22.75[mm]
모따기 치수	$r_{min}$	2

C. 키 설계

a) 키의 치수

중간 축의 직경이 35[mm]이므로 KS 규격집을 참고하면 키의 치수는 다음과 같다.

$$b = 10[mm], \quad h = 9[mm]$$

b) 축에 작용하는 힘

축에 작용하는 토크와 인장강도를 바탕으로 키에 작용하는 응력을 구하고, 그 값을 이용하여 키 해석에 필요한 응력을 구하였다.

$$T(\text{중간축의 토크}) = 9,549[kg \cdot mm], \quad \sigma_{ut}(\text{중간축의 인장강도}) = 69.93[kg/mm^2]$$

Table 32. 키에 걸리는 압축응력

명칭	기호	값
회전력	$P$	$P = 2T/d = 545.66[kg]$
축의 전단응력	$\tau_{allow}$	$\tau_{allow} = \sigma_{ut}/9 = 7.77[kg/mm^2]$
키의 압축응력	$\sigma_{allow}$	$\sigma_{allow} = \sigma_{ut}/4 = 17.48[kg/mm^2]$

### c) 원휠의 키

- 전단응력에 대한 해석

$$\tau = \frac{P}{bl} = \frac{545.66}{10 \times l} \leq 7.77 \left[ \frac{kg}{mm^2} \right] \rightarrow l \geq 7.02[mm]$$

- 면압응력에 대한 해석

$$\sigma = \frac{P}{tl} = \frac{P}{\frac{h}{2}l} = \frac{545.66}{\frac{9}{2} \times l} \leq 17.48 \left[ \frac{kg}{mm^2} \right] \rightarrow l \geq 6.94[mm]$$

### d) 베벨기어 피니언의 키

- 전단응력에 대한 해석

$$\tau = \frac{P}{bl} = \frac{545.66}{10 \times l} \leq 7.77 \left[ \frac{kg}{mm^2} \right] \rightarrow l \geq 7.02[mm]$$

- 면압응력에 대한 해석

$$\sigma = \frac{P}{tl} = \frac{P}{\frac{h}{2}l} = \frac{545.66}{\frac{9}{2} \times l} \leq 17.48 \left[ \frac{kg}{mm^2} \right] \rightarrow l \geq 6.94[mm]$$

원휠의 키와 베벨기어 피니언의 키의 길이는 7.02[mm]보다 커야 하므로, 키의 길이는 8[mm]로 결정하였다.

중간축의 키의 최종지수는 다음과 같다.

$$b \times h \times l = 10[mm] \times 9[mm] \times 8[mm]$$



## 6. 출력 축, 출력 축의 키 및 베어링 설계

### A. 축 설계

#### a) 축 길이

출력 축의 길이는 웜휠의 이끝원 반지름 ( $211.5[mm]/2 = 105.75[mm]$ )과 베벨 피니언의 피치원 반지름 ( $65.7[mm]/2 = 32.85[mm]$ ), 케이스의 여유 ( $20[mm]$ ) 및 안전상 여유공간 ( $10[mm]$ )을 고려하여 설계하였다.

$$L = 105.75 - 32.85 + 20 + 10 = 102.9 \text{ mm}$$

#### b) 축 재료

앞서 언급하였듯이 입력&중간 축과 동일하게, 열처리를 거친 기계구조용 탄소강 SM45C를 중간 축의 재료로 선정하였다. 물성치는 Table 19에 기술하였다

#### c) 출력 축에 작용하는 힘

Table 33. 출력 축에 작용하는 힘

명칭	기호 및 수식	값
(출력)토크	$716,200 \times \frac{H_0}{N_2}$	$28,648[\text{kg} \cdot \text{mm}]$
베벨기어의 회전력(기어 기준)	$W$	$319.15[\text{kg}]$
베벨기어의 횡하중(기어 기준)	$W_{gr}$	$36.72[\text{kg}]$
출력 축에 작용하는 횡하중	$F_r = \sqrt{W^2 + W_r^2}$	$F_r = 353.4[\text{kg}]$
베벨기어의 쓰러스트 하중	$W_a$	$W_a = 110.2[\text{kg}]$

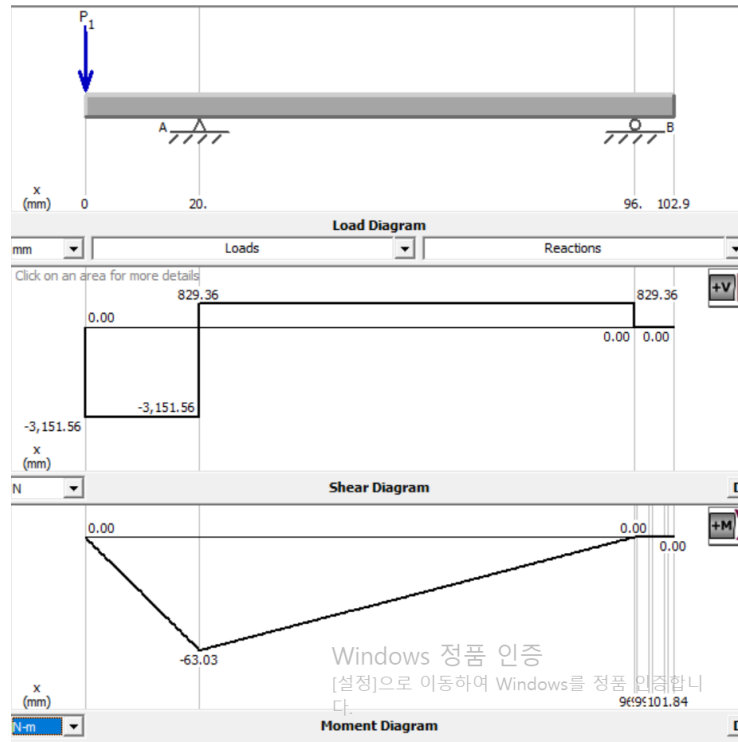


Figure 11. 출력 축의 FBD

Table 34. 출력 축에 가해지는 물리량

$P_1$	321.26[kg]
$M$	6425[kg · mm]
$T$	28,648[kg · mm]

d) 정하중

$$d \geq \left( \frac{32S}{\pi \sigma_Y} \sqrt{(K_{sb}M)^2 + \frac{3}{4}(K_{st}T)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \geq 25.03mm$$

안전계수  $S$ : 1.5,    굽힘 충격 계수  $K_{sb} = 2$ ,    비틀림 충격 계수  $K_{st} = 2$

e) 피로하중

수정피로한도를 결정하기 위해 다음과 같은 인자를 고려한다.

Table 35. 수정피로한도 인자

명칭	기호	값
표면 처리 계수	$C_f$	$4.51 \cdot (10 \cdot 69.93)^{-0.265} = 0.795$
신뢰도 계수	$C_r$	0.89 (신뢰도 90%)
크기 계수	$C_s$	0.85 ( $13mm < d \leq 50mm$ )
온도 계수	$C_t$	1 ( $T \leq 450\text{ }^{\circ}\text{C}$ )
피로 한도	$\sigma_e'$	$0.5 \times 69.93 = 34.965$
응력집중계수	$K_f$	1.5

$$\sigma_e = \frac{C_f C_s C_r C_t}{K_f} \sigma_e' = 14.02 \text{ kg/mm}^2$$

$$d \geq \left( \frac{32S}{\pi} \sqrt{\left( \frac{M}{\sigma_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \times \left( \frac{T}{\sigma_y} \right)^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 21.78 [\text{mm}]$$

위의 조건을 만족하기 위해 출력축의 직경을 25.03[mm]보다 큰 값으로 설계하였다.

#### f) 축의 강성 설계

축의 변형을 고려하여 설계의 안정성을 위해 직경 30mm, 길이 102.9mm로 선정했다.

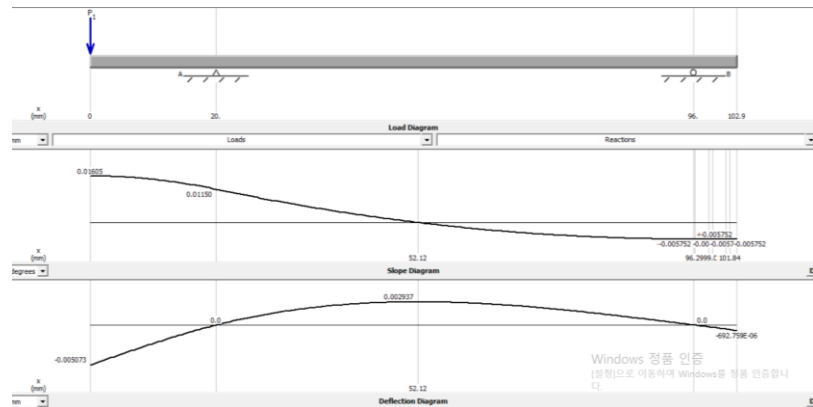


Figure 12.  $x - y$ 평면의 처짐량, 처짐각도

최대 처짐 각도 및 최대 처짐량은 베벨 기어가 장착된 좌단부에서 관찰된다.

최대각도는 0.0161도이며 최대 처짐량은 0.0051mm이며 이 두 수치 모두 미터 당 최대 처짐량 및 최대 처짐 각도를 만족한다.

$$\phi = \frac{\frac{716200 \cdot 4}{100} \times 10^{-3} \cdot 9.81 \cdot 0.096}{80 \times 10^9 \times \frac{\pi \times 0.03^4}{32}} = 4.24 \times 10^{-3} = 0.243^\circ$$

$$\frac{\phi}{L} = 2.36^\circ/m$$

축의 비틀림 조건은 바하의 조건을 만족하지 않으나, 축 강성 설계 조건은 확인만 하기 때문에 축의 직경 선정에 고려하지 않는다.

#### g) 출력 축의 직경

최소 직경 25.03[mm] 이상이며 베어링 결합까지 고려하여 직경을 30[mm]로 선정하였다

## B. 베어링 설계

### a) 베어링 하중

$F_{r2}$ 의 힘을 받는 베어링은  $F_{r1}$ 의 힘을 받는 베어링보다 걸리는 힘이 작으므로  $F_{r1}$ 의 힘을 받는 베어링만 고려한다.

Table 36. 베어링에 가해지는 하중

명칭	기호	값
레이디얼 하중	$F_r$	321.26[kg]
쓰러스트 하중	$F_a$	110.2[kg]
하중 계수	$f_w$	1.5
기어 계수	$f_g$	1.2

### b) 베어링 선택

설계 조건에 의해, 롤러 베어링을 선택하였다. 출력 축의 직경을 고려하여 30306 롤러 베어링을 선택하였다.

Table 37. 30306 롤러 베어링 부하용량

명칭	기호	값
안지름	$d$	$d = 30[mm]$
동적 부하용량	$C$	$C = 3550$
정적 부하용량	$C_0$	$C_0 = 2850$

### c) 베어링의 수명시간

다음 식을 통해 등가하중을 구할 수 있다.

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.343 > e(= 0.31) \rightarrow X = 0.4, Y = 1.95$$

$$P_r = VXF_r + YF_a = 343.394[kg]$$

하중계수 및 기어계수를 고려하여 실제 베어링 하중을 구하면 다음과 같다.

$$P = f_g f_w P_r = 618.11[kg] < C_0 = 2850[kg]$$

따라서, 정적 부하용량을 만족한다.

또한, 위의 값을 가지고 베어링의 수명시간을 구하면 다음과 같다.

$$L_h = \frac{L}{60N} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6}{60 \times \frac{n_g}{i}} = 56544.5[hr] > 8000[hr]$$

베어링의 수명시간이 8000 시간보다 크므로 주어진 조건을 만족한다.

### d) 30306 베어링 치수

Table 38. 30306 베어링 요목표

명칭	기호	값
안지름	$d$	30[mm]
바깥지름	$D$	72[mm]
폭	$B$	20[mm]
모따기 치수	$r_{min}$	1.5

## C. 키 설계

### a) 키의 치수

출력 축의 직경이 30[mm]이므로 KS 규격집을 참고하면 키의 치수는 다음과 같다.

$$b = 8[mm], \quad h = 7[mm]$$

### b) 축에 작용하는 힘

축에 작용하는 토크와 인장강도를 바탕으로 키에 작용하는 응력을 구하고, 그 값을 이용하여 키 해석에 필요한 응력을 구하였다.

$$T(\text{출력 축의 토크}) = 28,648[kg \cdot mm], \quad \sigma_{ut}(\text{출력 축의 인장강도}) = 69.93[kg/mm^2]$$

Table 39. 키의 압축응력

명칭	기호	값
회전력	$P$	$P = 2T/d = 1909.87[kg]$
축의 전단응력	$\tau_{allow}$	$\tau_{allow} = \sigma_{ut}/9 = 7.77[kg/mm^2]$
키의 압축응력	$\sigma_{allow}$	$\sigma_{allow} = \sigma_{ut}/4 = 17.48[kg/mm^2]$

### c) 베벨기어 기어의 키

#### ➤ 전단응력에 대한 해석

$$\tau = \frac{P}{bl} = \frac{1909.87}{8 \times l} \leq 7.77[kg/mm^2] \rightarrow l \geq 30.73[mm]$$

#### ➤ 면압응력에 대한 해석

$$\sigma = \frac{P}{tl} = \frac{P}{\frac{h}{2}l} = \frac{1909.87}{\frac{7}{2} \times l} \leq 17.48[kg/mm^2] \rightarrow l \geq 31.22[mm]$$

베벨기어 기어의 키의 길이는 31.22[mm]보다 커야 하므로, 키의 길이는 33[mm]로 결정하였다.

출력 축의 키의 최종 치수는 다음과 같다.

$$b \times h \times l = 8[mm] \times 7[mm] \times 33[mm]$$

## 7. 2단 감속기, 3차원 형상 모델링

최종적으로 완성된 2단 감속기의 3차원 형상 모델링 및 입력 축, 중간 축, 출력 축의 도면은 다음과 같다. 붉은색 축이 입력축이며 주황색 축이 출력축이다.

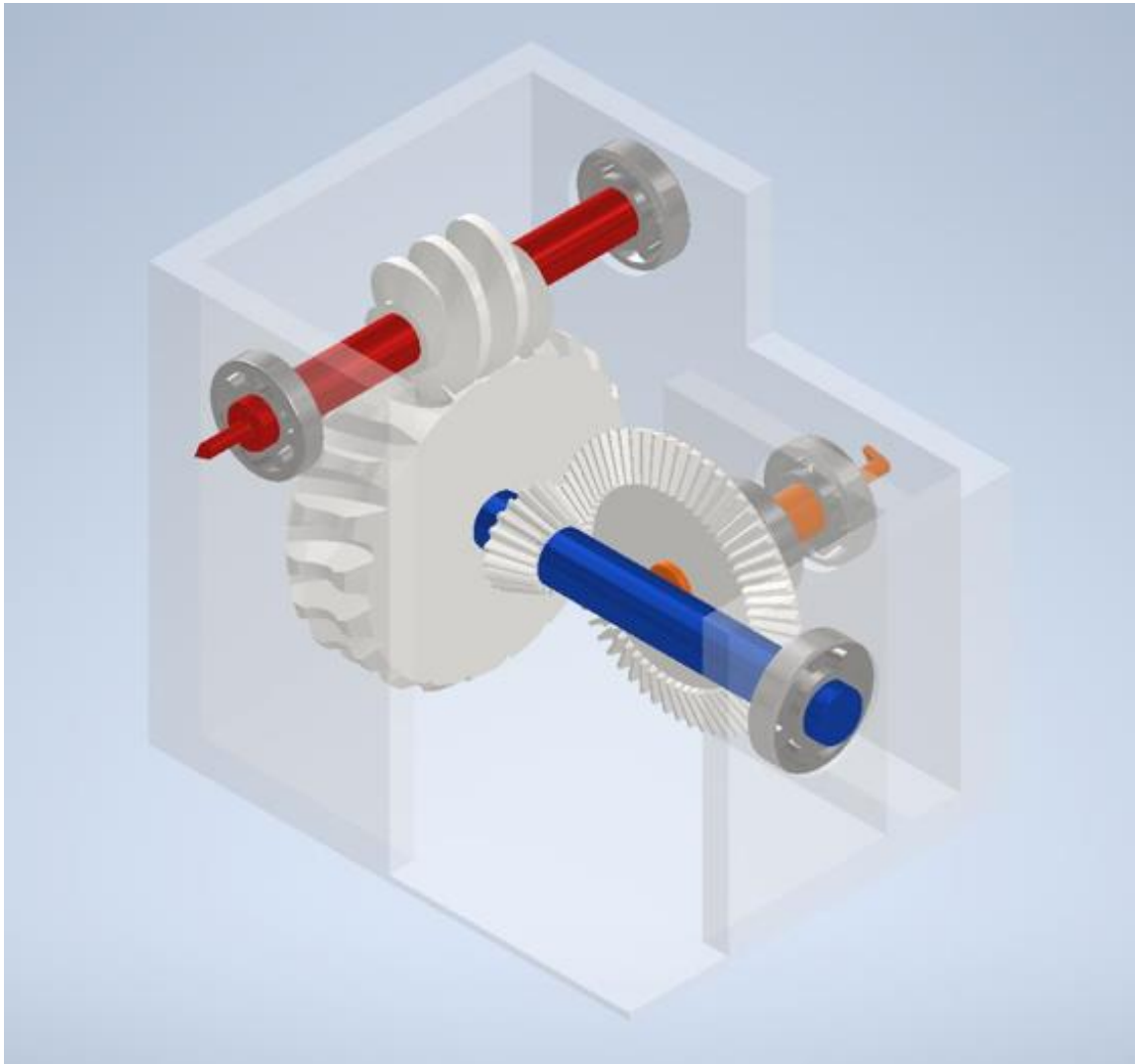
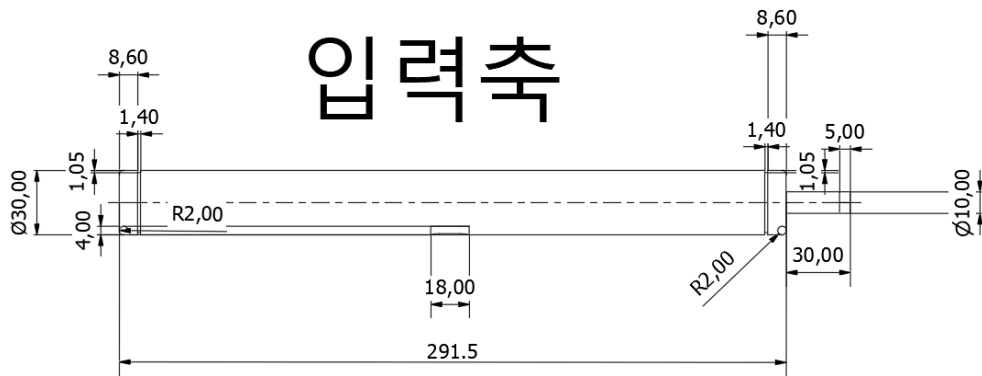


Figure 13. 3차원 형상 모델링(등각)

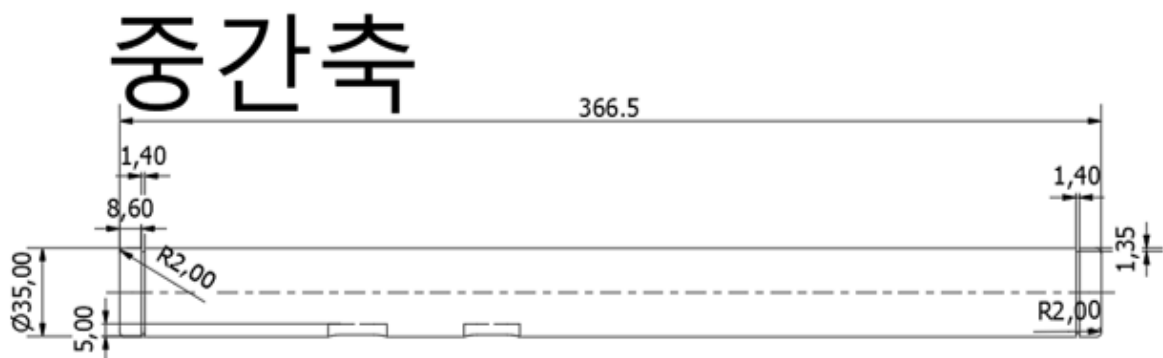




스냅링 호칭 번호: ANSI B27.7

베어링 호칭 번호: 30306

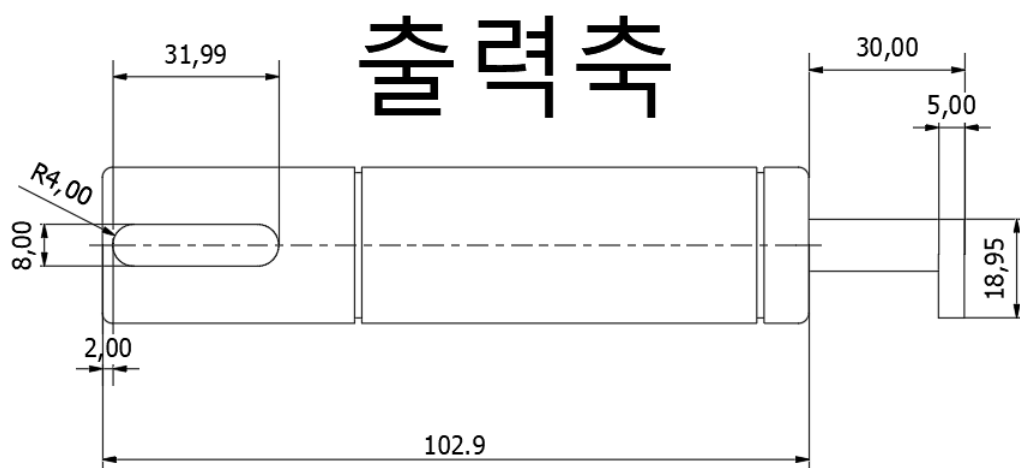
Figure 14. 입력축 도면



스냅링 호칭 번호: ANSI B27.7

베어링 호칭 번호: 30307

Figure 15. 중간 축 도면



스냅링 호칭 번호: ANSI B27.7

베어링 호칭 번호: 30306

Figure 16. 출력 축 도면

## 8. 케이스 규격 설계

### 1) 가로 길이

케이스의 가로 길이는 중간축의 길이를 고려하여  $366.2[mm]$ 로 결정했다

### 2) 세로 길이

입력 축의 길이를 고려하지만 베어링과 케이스가 겹쳐지게 설계하였기 때문에  $291.5[mm]$ 로 결정했다.

### 3) 높이

웜 휠의 이끝원 지름, 웜의 이끝원지름의 합과 각 면에 대한 여유 길이  $20mm$ 를 고려하여 높이를 제작하였다.

$$87.3 + 211.5 + 20 = 319 [mm]$$

## V재료 원가 계산

### 9. 베벨 기어

Table 40. 베벨 기어 세트의 원가 계산

	피니언	기어
재료	SCM415	
밀도	$7.85 \times 10^{-6} [kg/mm^3]$	
부피	30,408.44 mm <sup>3</sup>	229,046.44 mm <sup>3</sup>
질량	0.239 kg	1.798 kg
원가 (kg 당)	1520원	
구매가	363 원	2,719 원
합계	3,082 원	

### 10. 월기어

Table 41. 월기어 세트의 원가 계산

	월	월휠
재료	담금질 니켈크롬강	인청동
밀도	$7.85 \times 10^{-6} [kg/mm^3]$	$8.78 \times 10^{-6} [kg/mm^3]$
부피	830,043.6 mm <sup>3</sup>	2,594,895.83 mm <sup>3</sup>
질량	6.52kg	22.89 kg
원가 (kg 당)	2,080 원	8,382 원
구매가	13,553 원	191,864 원
합계	205,417 원	

### 11. 축

Table 42. 축의 원가 계산

	입력축	중간축	출력축
재료	SM45C		
밀도	$7.85 \times 10^{-6} [kg/mm^3]$		
부피	227,608.39[mm <sup>3</sup> ]	352,325.69[mm <sup>3</sup> ]	72,735.72[mm <sup>3</sup> ]
질량[kg]	1.79	2.77	0.571
원가 (kg 당)	1,240 원		
구매가	2,216 원	3,430 원	708 원
합계	6354원		

## 12. 베어링

Table 43. 베어링 원가 계산

	30306	30307
사용 개수	4	2
원가(개당)	10,800 원	13,200 원
구매가	43,200 원	26,400 원
합계	69,600 원	

## 13. 키

Table 44. 키의 원가 계산

	웜휠의 키	베벨기어 피니언의 키	베벨기어 기어의 키
재료	SM45C		
밀도	$7.85 \times 10^{-6} [kg/mm^3]$		
부피	$720mm^3$	$720mm^3$	$1568 mm^3$
질량	$5.652 \times 10^{-3} kg$	$5.652 \times 10^{-3} kg$	$0.01231 kg$
원가(kg 당)	1,240 원		
구매가	7 원	7 원	16 원
합계	30 원		

## 14. 원가 총액

Table 45. 원가 총액 계산

항목	금액
베벨 기어	3,082 원
웜 기어	205,417 원
축	6,354 원
베어링	69,600 원
키	30 원
합계	284,483 원

## V. 설계 타당성 검토

### 1. 베벨기어

$$W = 319.15[kg]$$

Table 46. 베벨기어 타당성 여부

	수식	값	만족여부
굽힘 강도	$W_{bend} = f_v \cdot \sigma_b \cdot b \cdot m \cdot y_{e1} \cdot \lambda$	$659.92 > W$	O
면압 강도	$W_{Bearing} = f_v \cdot K \cdot b \cdot m \cdot \frac{2Z_{e1} \cdot Z_{e2}}{Z_{e1} + Z_{e2}}$	$2041.99 > W$	O
AGMA	$1.336 \cdot b \sqrt{D_1} \cdot f_m \cdot f_s$	$327.33 > W$	O

베벨기어에 대해 3 개의 강도식을 만족하므로 타당성 있게 설계를 수행하였다.

### 2. 웜기어

$$W = 106.1[kg]$$

Table 47. 웜 기어 타당성 여부

	수식	값	만족여부
굽힘 강도	$W_{bend} = f_v \cdot \sigma_b \cdot b \cdot p \cdot y$	$3256.71[kg] > W$	O
면압 강도	$W_{Abrs} = f_v \cdot \phi \cdot K_w \cdot D_g \cdot b_e$	$918.26 > W$	O
발열 강도	$W_{Fever} = C_h \cdot b_h \cdot p_s$	$115.38 > W$	O

웜기어에 대해 3 개의 강도식을 만족하므로 타당성 있게 설계를 수행하였다.

### 3. 입력 축 & 입력 축의 베어링

#### 1) 입력 축

$$d = 30[mm]$$

Table 48. 입력 축 타당성 여부

	수식	값	만족여부
정하중	$d \geq \left( \frac{32S}{\pi\sigma_Y} \sqrt{(K_{sb}M)^2 + \frac{3}{4}(K_{st}T)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$	13.82[mm] < d	○
피로하중	$d \geq \left( \frac{32S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{\sigma_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{\sigma_Y}\right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$	15.96[mm] < d	○
처짐량	$\delta < \frac{l}{3000}$	0.02708[mm] < 0.107	○
처짐각	$\theta < 0.001[rad]$	0.0174° < 0.0573°	○

$d = 30[mm]$ 이므로, 안정성 측면에서는 안전하게 설계하였다.

#### 2) 입력 축의 베어링

Table 49. 입력 축 베어링 타당성 여부

	수식	값 비교	만족여부
수명 시간	$L_h = \frac{L}{60N} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6}{60 \times n_w}$	17029.3[hr] > 8000[hr]	○
정적 부하용량	$P = f_g f_w P_r < C_0$	319.365[kg] < 2850[kg]	○

#### 4. 중간 축 & 중간 축의 베어링 & 중간 축의 키

##### 1) 중간 축

$$d = 35[mm]$$

Table 50. 중간 축 타당성 여부

	수식	값	만족여부
정하중	$d \geq \left( \frac{32S}{\pi\sigma_Y} \sqrt{(K_{sb}M)^2 + \frac{3}{4}(K_{st}T)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$	25.9[mm] < d	○
피로하중	$d \geq \left( \frac{32S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{\sigma_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{\sigma_Y}\right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$	31.4[mm] < d	○
처짐량	$\delta < \frac{l}{3000}$	0.0166[mm] < 0.122	○
처짐각	$\theta < 0.001[rad]$	수직: $0.004^\circ < 0.0573^\circ$ 수평: $0.01^\circ < 0.0573^\circ$	○ ○

d=35[mm]이므로, 안정성 측면에서는 안전하게 설계하였다.

##### 2) 중간 축의 베어링

Table 51. 중간 축 베어링 타당성 여부

	수식	값 비교	만족여부
수명 시간	$L_h = \frac{L}{60N} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6}{60 \times n_w}$	60064[hr] > 8000[hr]	○
정적 부하용량	$P = f_g f_w P_r < C_0$	584.154[kg] < 2850[kg]	○

##### 3) 중간 축의 키

중간 축 직경 35[mm]와 KS 규격집을 고려하여, 폭 10[mm], 높이 9[mm]로 결정하였다.

Table 52. 중간 축 키 타당성 검토

	수식	값
회전력	$P = \frac{2T}{d}$	1637.03[kg]
축의 전단응력	$\tau_{allow} = \frac{\sigma_{ut}}{9}$	7.77[kg/mm <sup>2</sup> ]
키의 압축응력	$\sigma_{allow} = \frac{\sigma_{ut}}{4}$	17.48[kg/mm <sup>2</sup> ]

➤ 월월의 키

Table 53. 월월 키 타당성 검토

	수식	최소 길이
전단응력	$\tau = \frac{P}{bl} \leq 7.77[kg/mm^2]$	$l \geq 26.34[mm]$
면압응력	$\sigma = \frac{P}{tl} = \frac{P}{\frac{h}{2}l} \leq 17.48[kg/mm^2]$	$l \geq 26.76[mm]$

최소 길이를 고려하여 키의 길이를 28[mm]로 결정하였다.

➤ 베벨기어 피니언의 키

Table 54. 베벨 기어 피니언 키 타당성 검토

	수식	최소 길이
전단응력	$\tau = \frac{P}{bl} \leq 7.77[kg/mm^2]$	$l \geq 26.34[mm]$
면압응력	$\sigma = \frac{P}{tl} = \frac{P}{\frac{h}{2}l} \leq 17.48[kg/mm^2]$	$l \geq 26.76[mm]$

월월과 동일하게 키의 길이를 28[mm]로 결정하였다.



## 5. 출력 축 & 출력 축의 베어링 & 출력 축의 키

$$d = 30[mm]$$

Table 55. 출력 축 타당성 여부

	수식	값	만족여부
정하중	$d \geq \left( \frac{32S}{\pi\sigma_Y} \sqrt{(K_{sb}M)^2 + \frac{3}{4}(K_{st}T)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$	25.03[mm] < d	○
피로하중	$d \geq \left( \frac{32S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{\sigma_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \times \left(\frac{T}{\sigma_Y}\right)^2} \right)^{\frac{1}{3}}$	21.78[mm] < d	○
처짐량	$\delta < \frac{l}{3000}$	0.0051[mm] < 0.0343	○
처짐각	$\theta < 0.001[rad]$	0.0161° < 0.0573°	○

d=30[mm]이므로, 안정성 측면에서는 안전하게 설계하였다.

### 1) 출력 축의 베어링

Table 56. 출력 축 베어링 타당성 여부

	수식	값 비교	만족여부
수명 시간	$L_h = \frac{L}{60N} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \times 10^6}{60 \times n_w}$	56544.5[hr] > 8000[hr]	○
정적 부하용량	$P = f_g f_w P_r < C_0$	618.11[kg] < 2850[kg]	○

### 2) 출력 축의 키

출력 축 직경 30[mm]와 KS 규격집을 고려하여, 폭 8[mm], 높이 7[mm]로 결정하였다.

Table 57. 출력 축 키 타당성 검토

	수식	값
회전력	$P = \frac{2T}{d}$	1909.87[kg]
축의 전단응력	$\tau_{allow} = \frac{\sigma_{ut}}{9}$	7.77[kg/mm <sup>2</sup> ]
키의 압축응력	$\sigma_{allow} = \frac{\sigma_{ut}}{4}$	17.48[kg/mm <sup>2</sup> ]

### 3) 베벨기어 기어의 키

Table 58. 베벨 기어 키 타당성 검토

	수식	최소 길이
전단응력	$\tau = \frac{P}{hl} \leq 7.77[kg/mm^2]$	$l \geq 30.73[mm]$
면압응력	$\sigma = \frac{P}{tl} = \frac{P}{\frac{h}{2}l} \leq 17.48[kg/mm^2]$	$l \geq 31.22[mm]$

최소 길이를 고려하여 키의 길이를 33[mm]로 결정하였다.

## VI. 고찰 및 총평

### 1) 콤팩트 (21900031)

기어를 아울러 많은 기계 요소를 발전시키고 증명해내기까지, 혹은 기전제품 하나가 실패를 거듭해 양산되기까지 얼마나 많은 노고가 있었을 지 조금이나마 가늠했던 시간이었다. 많은 계산 실수나 이해를 못하는 부분이 있었는데 그 상황 속에서 동료들과 서로 배울 수 있는 시간이었다. 동료들과 같은 설계 문제를 풀다 보니, 이런 저런 관점을 볼 수 있어 많은 것을 배울 수 있었다. '이 정도는 내가 알고 있겠지'라고 생각했던 것도 막상 문제로 마주치니 당황하고 내가 맞는지 의심한 적이 있는데, 이를 통해 내 역량을 조금 더 자세히 알 수 있었던 것 같다. 감속기 설계 프로젝트를 통해 '문제 인식-설계-해석-구현' 순으로 정리되는 설계 흐름을 다시 한번 이해할 수 있었다.

본 프로젝트에서 축과 베어링을 담당했는데, 축 위의 많은 기계요소가 연결되고 요소와 다른 요소의 상호 작용으로 인한 굽힘과 비틀림을 건디는 축을 설계할 수 있음에 재미를 느꼈다. 기어 크기의 변화가 축에 미치는 영향이 어떤 지, 축을 통해 다른 요소들도 더 잘 알게 되는 시간이었다. 여유로운 설계를 하여 안정성을 여유롭게 확보할지, 가격을 고려해 딱 맞게 설계할지에 대한 고찰도 새롭게 느껴졌었다. 설계에 옳고 그름은 없고 같은 제품이라도 설계가 달라질 수 있다는 것을 배웠다. 마지막으로 3차원 형상까지 완료되고 나서 뿌듯함을 느끼고 자신감이 생겼다.

### 2) 안전힐 (21900416)

기계요소설계 2 단 감속기 설계 과제에서 베벨 기어 설계와 최종 보고서 정리를 담당했다. 크기 최소화와 안전성 확보를 주요 고려사항으로 하여 최적 설계를 추구하고, 원가 계산도 수행했다. AGMA 면압강도를 만족하는 베벨 기어의 피치원 지름을 계산하였고, 모듈과 잇수를 변경할 때마다 기어의 형상이 크게 변화함을 깨달았다. 이는 2 단 감속기의 성능에도 큰 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었습니다. 주어진 조건을 충족하면서 최고의 성능을 얻기 위해서는 Trade-off 관계에 있는 수치들을 올바르게 선택하는 것이 핵심임을 깨달았다. 다양한 공식과 표준화된 수치를 사용해야 하므로, 하나라도 잘못되면 기어 전반의 형태가 달라질 수 있으므로 Solidworks, Excel 등을 잘 활용할 수 있는 능력이 필요함을 깨달았다.

이번 특수기어 설계 프로젝트는 4인 1조로 진행되었기 때문에 진행 순서, 역할 분담, 의사소통의 중요성을 깨달았다. 기어 설계 단계에서 착오가 생기면 축, 베어링, 키 등 모든 과정에 큰 착오를 만들어내므로 팀원들과의 소통과 팀워크가 매우 중요하다는 것을 깨달았다. 프로젝트 과정에서 모르는 내용을 팀원들에게 물어보고 숙지함으로써 좋은 기

회를 얻었다.

또한, 보고서 작성 과정에서 Word 파일 다루기에 익숙하지 않았지만, 이번 보고서 작성을 통해 독자를 위한 가시성과 가독성을 높이기 위해 표와 사진을 정리하고 내용을 보다 명확하게 전달하기 위한 방법을 고민하고 해결하면서 성장할 수 있었다.

### 3) 최윤석 (22100747)

사용 용도부터 시작하여, 재료를 제외한 대부분을 직접 설계했다. 안전하게 작동하면서 최대한 부피를 적게 차지하는 장치를 만들기 위해 노력했다. 하지만 실제 환경이 어느 정도로 동작하는지 잘 몰랐기 때문에 안전 계수 등이 실제 사용처보다 높게 설정되지 않았을까 걱정스럽다. 또한 최대한 부피를 작게 하기 위해서 베벨기어의 잇수비를 1:3으로 맞췄는데, 잇수 차이가 상당히 많이 났다. 잇수 차이가 심하면 언더컷이 발생하기 쉬운데 해당 부분을 확인해 보지 못한 것도 아쉽다.

다른 사람들과 직접 기어를 만들며 해당 작업이 쉽지 않다는 것을 느꼈고, 평소에 간단해 보이던 기계장치들을 설계하는데 얼마나 많은 노력이 필요한지 느낄 수 있었다. 하지만 위에 언급한 것과 같이 최대한 배운 내용을 적용했음에도 부족한 부분이 많이 보였으며, '학기 중에 이것 하나 더 물어볼 걸'이라는 생각을 많이 했다.

다른 사람들과 같이 하면서 내가 실수했을 때 빠르게 잡을 수 있었고, 힘들더라도 의지하면서 과제를 할 수 있었던 것 같다. 그리고 모두가 열심히 해서 빠르게 설계를 진행하고 결과를 볼 수 있었다.

### 4) 한태건 (21900793)

기계요소설계 수업시간에 배워온 내용들을 2단 감속기 설계 프로젝트에서 적용해보는 과정을 통해 설계의 정교함과 어려움을 경험해볼 수 있었다. 기어의 모듈 선택부터 축의 선정 및 베어링과 키의 하중 등을 고려한 설계를 통해 기어와 축 및 여러가지의 상호적인 관계들을 바탕으로 기어에 대한 이해력 및 사고력을 길렀다. 설계 과정에서 면압 강도, 굽힘 강도, 여러 방향의 하중과 같은 고려사항이 많아서 최적의 기어 설계를 위한 계산과정에서 수많은 실패와 복잡함을 경험하였다. 또한, 단순히 안전성이나 옳고 그름을 따지는 것이 아닌, 재료의 원가 및 크기 등의 부분에서 면밀히 관찰함으로써 설계를 더 최소화하고 어느 부분에서 어떻게 효율적으로 접근을 해야 하는 지에 대한 안목을 기를 수 있게 되었다. 웬 기어의 설계부터 전반적인 보고서를 작성하였지만, 최종 결과를 만들기 위해 초반부터 확실한 개념으로 이해하고 적용해야 우리가 원하는 대로 완성이 된다는 것을 느꼈다. 초반에 개념 혼동 및 계산 실수로 인해 다시 처음부터 하나씩 고려해가며 계산을 수행하는 시행착오를 겪으면서 설계의 복잡함과 최종본까지의 노력을 맛볼 수

있었다.

모델링을 하면서 쉬워 보이는 기어 제작도 고려할 것이 엄청 많다는 것을 알게 되었다. 기어에 대한 지식은 기본으로 하며, 이해되었다 생각한 부분도 설계를 하려고 하면 막히게 되었다. 이번 과제를 위해 더 공부하고, 개념을 적용하여 설계 및 모델링을 해보니 이에 대한 역량을 더 기를 수 있는 좋은 기회였다. 보고서를 작성하는 과정에서 팀원과의 역할 분담과 협력이 중요하다는 것을 느꼈다. 최종 설계까지의 과정은 복잡하고 양이 방대하므로 각각의 역할들이 중요하였고, 서로 부족한 부분들을 소통을 통해 채워줄 수 있어서 잘 마칠 수 있었던 것 같다. 최종적으로, 2단 감속기를 조원들과 함께 설계했다는 것에 보람을 느낄 수 있었다.

## VII.부록

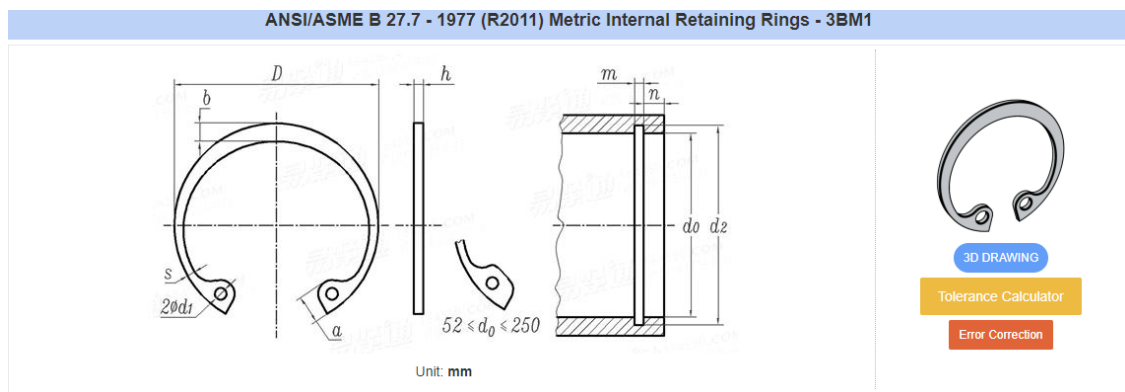


Figure 17. 축에 체결되는 스냅링

[1] [스냅링 치수 참고](#)

MOTION & CONTROL™  
**NSK**



Figure 18. 입력축, 출력축에 사용되는 30306 베어링

**NTN**



Figure 19. 중간축에 사용되는 30307 베어링

[2] [베어링 치수 참고\(30306\)](#), [베어링 치수 참고\(30307\)](#)

[3] [원가 계산 참고용 사이트](#)

참고 문헌

[4] <https://m.pump-shop.kr/>

[5] 『기계설계』, 송지복 외 4명, 북스힐, 2017