# 2. 평기어와 헬리컬 기어의 설계와 제작 (1)

기어는 산업 전반에 걸쳐 여러 분야에서 이용되고있고, 특히 동력을 전달하는기계장치에많이사용되고 있기때문에기계기술자라면누구나한번쯤기어를접해본경험이 있을 것이다. 우리가타고 다니는 자동차만 하더라도다양한 크기와 종류의 기어 장치를사용하고있다.

본 강좌는 기어에 대한 이론과 학문적인 측면보다는 현장 실무자들이 빠른 시간 내에 기어에대해이해하고실무에적용할수있는내용을위주로구성하였다. <편집자주>

**김 영 순**
기어텍이사

*연재 순서*

1. 기어기초
2. **평기어와 헬리컬 기어의 설계와 제작**
3. 베벨기어의설계와제작
4. 웜기어의설계와제작
5. 내기어와유성기어시스템의설계와제작
6. 기어동력전달장치 설계포인트
7. 기어사고 사례와그 원인

### (1) 기어열의 속도비와 회전방향

**① 1단 기어 기구**

**속도 전달비 = Z1/Z2 = n2/n1**

**여기서,**

**Z1 = 구동기어 잇수**

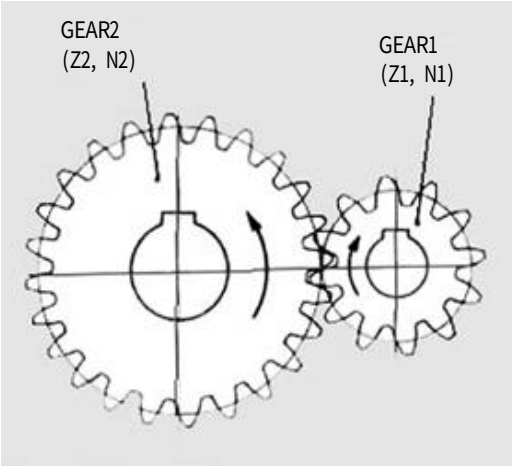
**Z2 = 종동기어 잇수**

**n1 = 구동기어 회전수**

**n2 = 종동기어 회전수**

**1단 기어 기구의 속도 전달비는 위와 같이 구하며 그 값에 따라 다음과 같이 분류한다.**

**속도전달비 > 1 이면, 증속기어기구로 n1 < n2이다.**




<그림1> 피니언과 기어의 회전방향

속도 전달비 = 1이면, 등속기어 기구로 n1 = n2이다.

속도 전달비 < 1이면, 감속기어 기구로 n1 > n2이다.

1단 기어 기구의 피니언과 기어의 회전방향은 <그림 1>과 같다.

피니언이 회전하는 각도를 θ라 하면 피니언과 동시에 회전하는 랙(Rack)의 이송거리(L)는

$$\ell = \frac{Z_1 \theta}{360} \times \pi m$$

이다.

이 식에서 πm은 랙의 기준피치와 같다.

② 2단 기어 기구

속도 전달비= $\frac{Z_1}{Z_2} \times \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{n_2}{n_1} \times \frac{n_4}{n_3}$

(여기서 $n_2 = n_3$)

2단 기어 기구의 피니언과 기어의 회전방향은 <그림 2>와 같다.

2단 기어기구의 2번째와 3번째 기어 대신에 아이들(Idle) 기어를 사용하면

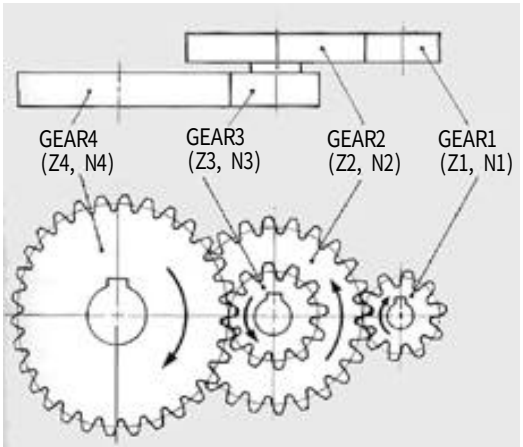
속도 전달비= $\frac{Z_1}{Z_2} \times \frac{Z_2}{Z_3} = \frac{Z_1}{Z_3}$

이다. 즉 아이들 기어는 속도에 아무런 영향을 주지 않는다.

### (2) 설계동력

① 사용계수(KA)

ISO는 사용계수(KA)를 사용하여 설계동력




<그림 2> 2단 기어 기구의 회전방향

<표 1> ISO 사용계수 KA(ISO/DIS 6336/1)

| 피동기계의 운전특징 | 피동기계 | | |
|---|---|---|---|
| | 일반하중 | 중간정도충격 | 심한 충격 |
| 일반 하중(전동기) | 1.00 | 1.25 | 1.75 |
| 가벼운 충격<br>(일반 내연기관, 4기통 이상) | 1.25 | 1.50 | 2.00 |
| 중간정도 충격<br>(일반 내연기관, 단기통) | 1.50 | 1.75 | 2.25 |

을 구한다. 피동기계의 운전에 필요한 실동력에 사용계수를 곱한 값을 사용한다. 감속 운전의 경우 <표 1>을 그대로 적용하고 증속 운전인 경우 <표 1> 값에 1.1을 곱하여 사용한다.

설계동력 = 사용계수(KA)×실동력

② 서비스 계수(Sf)

미국기어공업협회인 AGMA는 사용계수 대신 안전계수를 사용한다. 이 값은 기어의 강도 계산에서 사용된 계수로 구동기계와 피동기계의 운전상태에 따라 필요한 수명과 안전율을 고려한 것이다. 이 점이 사용계수(KA)와 다르다. 그러나 이 값은 다음 사항을 고려하여 적용해야 한다.

첫째, 최대 순간하중과 기동 토르크가 정격의 200%를 초과하지 않는다

둘째, 입력 축에 플라이 휠(Fly wheel)이 부착된 경우 플라이 휠의 정격 토르크가 모터의 정격 토르크를 초과하도록 설계되어야 한다.

설계동력 = 서비스 계수(Sf) x 실동력

③ 운전조건 계수(BT)

일본기계학회는 기어부하용량을 계산할 때,

<표 2> AGMA 서비스계수 (AGMA 420.04)

| 피동기계의 운전특징 | 작용시간 | | 피동기계의 하중 상태 | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | | 일반 | 중간 충격 | 심한 충격 |
| 전동기, 유압모터 | 1/2시간 | /日 | 0.50 | 0.80 | 1.25 |
| | 3시간 | /日 | 0.80 | 1.00 | 1.50 |
| | 10시간 이하 | /日 | 1.00 | 1.25 | 1.75 |
| | 10시간 이상 | /日 | 1.25 | 1.50 | 2.00 |
| 내연기관<br>(다기통기관) | 1/2시간 | /日 | 0.80 | 1.00 | 1.50 |
| | 3시간 | /日 | 1.00 | 1.25 | 1.75 |
| | 10시간 이하 | /日 | 1.25 | 1.50 | 2.00 |
| | 10시간 이상 | /日 | 1.50 | 1.75 | 2.25 |
| 내연기관<br>(단기통기관) | 1/2시간 | /日 | 1.00 | 1.25 | 1.75 |
| | 3시간 | /日 | 1.25 | 1.50 | 2.00 |
| | 10시간 이하 | /日 | 1.50 | 1.75 | 2.25 |
| | 10시간 이상 | /日 | 1.75 | 2.00 | 2.50 |

아이들 기어와 운전방향이 역전되는지 여부를 고려한 운전조건 계수를 사용한다.

아이들 기어의 경우 = 0.7

운전이 역전되는 경우 = 0.8

설계동력 = 서비스 계수(Sf) x 실동력 / 운전조건 계수(BT)

아이들 기어가 1회전 시 1번씩 만나는 경우 운전조건 계수 BT = 2/3이다. 기어의 굽힘강도를 기준으로 설계동력을 구할 때는 굽힘강도 x 1.5(3/2)를 하고 면압강도를 기준으로 할 때는 면압강도와 동일하게 한다.

④ 가속 토르크

어떤 시스템이 모터와 기어를 이용한 감속기, 피동기계로 구성되어 있을 때 정지상태의 부하 토르크를 $T_L$, 모터에서 발생한 토르크를 $T_M$, 피동기계에 필요한 토르크를 입력축 토르크로 환산한 것을 $T_{L1}$라 하자. 이 시스템의 축이 정격회전수에 도달하기까지 걸리는 시간(t)은 다음과 같이 구한다.

$$t = \frac{\sum [GD^2](n_1 - n_0)}{375\ (T_M - T_{L1})}(s)$$

여기서,

$n_1$ = 가속된 후 피니언 축의 정격 회전수(rpm)

$n_0$ = 가속되기 전 피니언 축이 정지상태일 때 회전수. 즉 $n_0 = 0$

t = 가속되기까지 걸린 시간(초)

$\sum (GD^2)$ = 관성모멘트 합

$\sum (GD^2) = (GD^2)_M + (GD^2)_{G1} + (GD^2)_{L1}$

$(GD^2)_M$ = 모터와 모터축에 있는 기어의 관성모멘트 합

$(GD^2)_{G1}$ = 기어를 이용한 시스템 각부의 관성모메트의 입력 축 환산값

$(GD^2)_{L1}$ = 피동기계의 모터 축 환산 관성모멘트

시동시 시스템의 입력토르크 최대 값은 다음과 같다.

$$T_{STmax} = (T_M - T_{L1}) \times \frac{[GD^2]_{G1} + [GD^2]_{L1}}{[GD^2]_M + [GD^2]_{G1} + [GD^2]L_{G1}} + T_{L1}$$

이 값들은 피니언과 기어, 축을 설계한 후 검사하여 설계동력의 토르크와 비교하도록 한다.

### (3) 기어 치수 결정

① 기어의 피치원 직경

피니언과 기어의 피치원 직경을 결정하기 위해 $K_{lim}$값을 사용하면 초기에 기어 크기를 결정하는데 많은 도움이 된다. $K_{lim}$값은 JGMA 406-01에 사용재질과 열처리에 따라 상세히 언급되어 있다.

이 값을 이용하여 피니언과 기어의 피치원 직경을 구한다.

$$d_1 = [(1.45)10^6) \times \frac{1+u}{u \cdot k \cdot K_{lim}}]^{1/3} \cdot (\frac{P_A}{n_1})^{1/3}$$

$$d_2 = [(1.45)10^6) \times \frac{1+u}{u \cdot k \cdot K_{lim}}]^{1/3} \cdot (\frac{P_A}{n_2})^{1/3}$$

여기서

$d_1$, $d_2$ = 피니언, 기어의 피치원 직경(mm)

u = 속도비

= 고속 축의 분당 회전수 / 저속 축의 분당 회전수

= 큰 기어의 잇수 / 작은 기어의 잇수

k = 치폭 계수

= $b/d_1$ (b = 치폭)

피니언 회전수($n_1$)이 3000rpm 이상인 경우, $k \leq 1.4$

피니언 회전수(n1)이 3000rpm 이하인 경우, $k \leq 2.0$

피니언과 기어의 피치원 직경을 결정한 후 중심거리와 기어의 원주 속도를 구한다.

중심거리(a) = $0.5 \times (d_1 + d_2)$

기어의 주속(v) $= \frac{d_1}{19.1} \times \frac{n}{1000}$ (m/s)

접선력($F_t$) $= \frac{75 \times P_A}{v}$

[계산 예]

모터 용량 4000kW, 모터 회전수 1780rpm로 원심압축기(회전속도 7000rpm)를 구동할 때 필요한 증속기어의 크기를 계산하시오. 사용계수($K_A$) = 1.25, k = 1.0, $K_{lim}$ = 0.28(kgf/mm$^2$)로 하시오.

설계동력 = 사용계수 × 실동력 = 1.25 × 4000
= 5000kW

속도비(u) = $\frac{7200}{1780}$ = 4.04

$d_2 = [(1.45 \times 10^6) \times \frac{1+4.04}{4.04 \times 1 \times 0.28}]^{1/3}$

$\cdot (\frac{5200}{7200})^{1/3} = 167$(mm)

여기서,
$d_1$ = 큰 기어의 피치원 직경
$d_2$ = 작은 기어의 피치원 직경

작은 기어의 주속(v) = $\frac{167}{19.1} \times \frac{7200}{10000}$ = 62.95(m/s)

접선력($F_t$) $= \frac{75 \times 5000}{62.95}$ = 5957(kgf)

② 잇수 선정

피니언의 잇수는 대개 14~24 사이에서 정하는 것이 좋다. 잇수가 14이하를 사용할 때는 언더컷이 일어나는지 반드시 확인해야 한다. 다음 식을 이용하면 피니언의 최소 잇수를 정할 수 있다.

$Z_{min} = Z_s + \frac{Z_s}{u}$

여기서
$Z_{min}$ = 피니언의 최소 잇수
$Z_s$ = 고속 기어인 경우 30, 일반 기어인 경우 20
u = 잇수비 (1이상인 경우)

$Z_1 = Z_{min}$ = 작은 기어 잇수
$Z_2 = Z_1 \times u$ = 큰 기어 잇수

기어의 잇수가 100 이상인 경우는 잇수가 소수가 되도록 하는 것이 물림에 좋으며 기어를 치절할 호브의 체인지 기어(change gear)가 있는지 유무를 확인하도록 한다.

기어의 잇수비는 정수보다 무한소수가 되게 한다. 이것은 잇수비가 정수일 경우 계속 같은 지점에서 피니언과 기어가 만나서 면압강도에 영향을 주기 때문이다. 잇수비가 무한소수가 되면 매 회전마다 서로 다른 지점에서 물리게 된다.

③ 모듈

모듈은 표준 규격 내에서 가장 많이 사용하는 값을 사용하도록 한다.

모듈(m) = $d_1$ / $Z_1$

④ 물림율($\varepsilon_\beta$)과 비틀림각($\beta$)

헬리컬 기어의 경우 어떤 비틀림 각을 사용하든지 물림율이 1이상이어야 하며, 특히 고속기어의 경우 2이상인 것이 소음과 진동을 고려할 때 바람직하다.

헬리컬 기어의 비틀림 각은
일반 헬리컬 기어인 경우, $\beta$ = 5°~20°
더블 헬리컬 기어인 경우, $\beta$ = 20°~35°
헬리컬 기어의 경우 비틀림 각을 크게 할수

록 기어에 작용하는 래디얼 하중(Radial Load)이 증가하고 또 추력이 커지기 때문에 적당한 값을 사용하도록 한다. 헬리컬 기어의 리드(lead)를 $p_z$이라 하면 다음 식이 성립한다.

$$d_1 = Z_1 \times m_t = \frac{Z_1 m_t}{\cos \beta}$$

$$P_z = \frac{\pi \cdot d_1}{\tan \beta} = \frac{\pi \cdot Z_1 m_n}{\tan \beta}$$

$$\beta = \tan^{-1} \left( \frac{\pi d_1}{P_z} \right)$$

여기서,
$m_t$ = 축직각 모듈
$m_n$ = 치직각 모듈

물림율은 전위계수 합이 클수록 감소하고, 압력각과 모듈이 일정한 경우 잇수가 많을수록 증가하고, 잇수가 적어서 언더컷(절하, undercut)이 발생하면 감소한다.

⑤ 압력각

평기어와 헬리컬 기어에 가장 많이 사용하는 기준 압력각은 20°이며 이것은 호브의 공구압력각과 같다. 압력각은 14.5°, 17.5°, 18°, 22.5°, 25°, 27°, 28°를 사용하기도 한다.

압력각이 클수록 물림율이 감소하기 때문에 특별히 물림율을 크게 할 경우는 적은 압력각을 사용하고 비틀림 각을 크게 하는 것이 좋다.

⑥ 전위계수

- 걸치기 두께의 전위계수 계산

걸치기 두께(W)를 측정하여 기어의 전위계수를 알고자 할 경우 다음 식을 사용한다.

전위 평기어

$$x = \left[ \frac{W}{m} - \{ Z \text{inv} \alpha + (Z_m - 0.5) \pi \} \cos \alpha \right] \cdot \frac{1}{2 \sin \alpha}$$

여기서
W = 걸치기 두께
$Z_m$ = 걸치기 잇수
치직각 전위 헬리컬 기어

$$x_n = \left[ \frac{W}{m_n} - \{ Z \text{inv} \alpha + (Z_m - 0.5) \pi \} \cos \alpha \right] \cdot \frac{1}{2 \sin \alpha_n}$$

여기서
$m_n$ = 치직각 모듈
$\alpha_n$ = 정면 압력각

- 언더컷 방지를 위한 전위계수

압력각 20°이고 잇수가 17이하인 경우 언더컷, 즉 절하가 일어난다. 따라서 기어의 피치원 직경을 크게 하여 절하를 방지해야 한다. 피치원 직경을 크게 하는 방법으로는 기어 치절시 호브를 기어 이의 바깥방향으로 이동하여 가공하면 된다. 이것을 전위라 부르며 이를 위한 전위계수는 다음과 같이 구한다.

$$x = \frac{17 - Z}{17}$$

DIN에서는 절하 방지를 위한 전위계수를

$$x = \frac{14 - Z}{17}$$

로 정하고 있다.

피니언 잇수(Z1) = 14, 기어 잇수(Z2) = 19인 경우 절하 방지용 전위계수는

$$x_1 = \frac{17 - 13}{17} = 0.176$$

$$x_2 = \frac{17 - 19}{17} = -0.118$$

이다.

위 식에서 기어는 $x_2 = -0.118$이 되는 지점에서부터 절하가 발생한다. 표준기어(전위계수를 사용하지 않은 기어)에서는 $x_2 = -0.176$이 되는 지점에서부터 절하가 발생한다. 따라서 표준기어인 경우 피니언에만 전위계수를 적용하면 된다.

절하를 방지하기 위한 표준기어의 최소 중심거리는 다음과 같다.

$$inv\,\alpha_w = 2\tan\alpha\left(\frac{x_1+x_2}{Z_1+Z_2}\right)+inv\,\alpha$$

$$y = \frac{Z_1+Z_2}{2}\left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}-1\right)$$

$$a = \left(\frac{Z_1+Z_2}{2}+y\right)m$$

여기서
$\alpha_w$ = 물림 압력각
y = 중심거리 증가계수
a = 중심거리

- 전위계수를 잇수에 반비례로 등분하는 방법

절하를 방지하는 전위계수를 구하여 그 값을 피니언과 기어에 배분할 때

$$x_1 = (x_1+x_2)\frac{Z_2}{Z_1+Z_2}$$

$$x_2 = (x_1+x_2)\frac{Z_1}{Z_1+Z_2}$$

과 같이 한다.

⑦ 이끝의 치두께

$$\cos\alpha_a = \frac{\cos\alpha}{1+\frac{2(1+x)}{Z}}$$

$$s_a = m\left[\frac{1+2(1+x)}{Z}\right]$$

$$\left[\frac{\pi}{2}+2x\tan\alpha+Z(inv\,\alpha-inva_a)\right]$$

여기서
$\alpha_a$ = 이끝원의 압력각

이끝의 치두께는 최소 0.2m이상 0.4m이 되도록 한다.

⑧ 백래시와 치두께

피니언과 기어의 백래시는 등급에 따라 백래시 표(기어관련 서적에 부록에 수록되어 있음)에서 구한다.

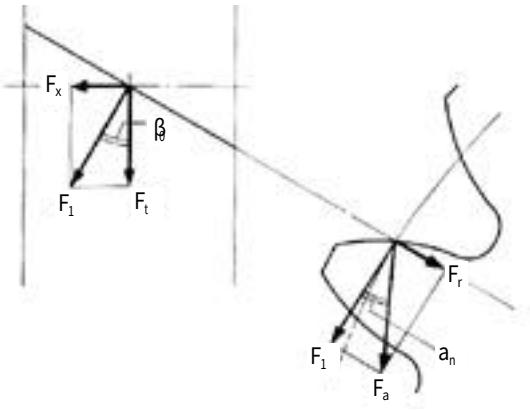
피니언과 기어의 치두께에 사용할 치두께 공차는 다음 식으로 구한다.

$$(\Delta s_{1min}+\Delta s_{2min}) = -\,j_{tmin}+2\Delta a_{min}\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$$

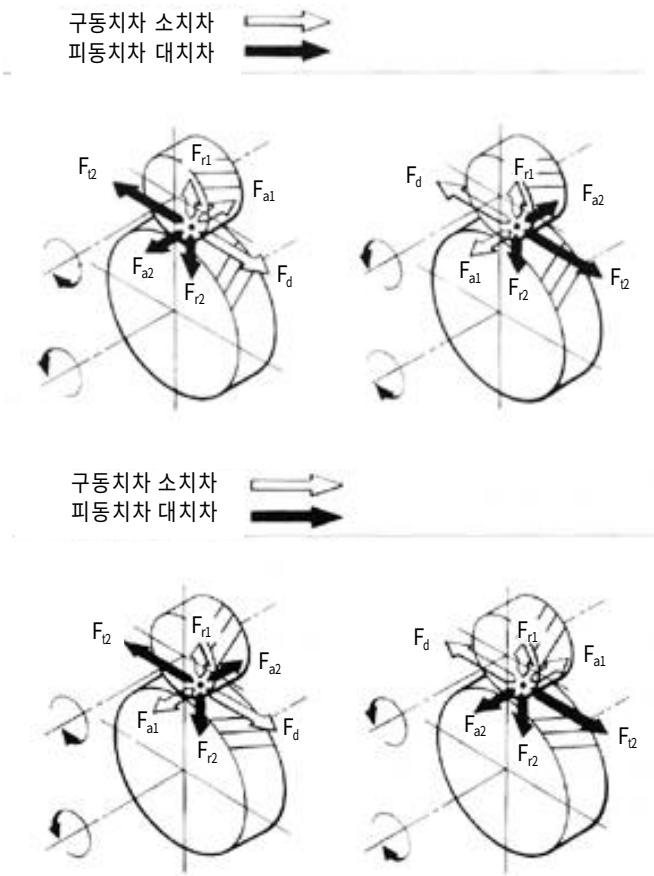
$$(\Delta s_{1min}+\Delta s_{2max}) = -\,j_{tmax}+2\Delta a_{max}\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$$

여기서
$j_{tmin}$ = 피니언+기어의 최소 백래시
$j_{tmax}$ = 피니언+기어의 최대 백래시
$\Delta a_{min}$ = 중심거리 최소공차
$\Delta a_{max}$ = 중심거리 최대공차
$\Delta s_{1max}$ = 피니언의 백래시 최대공차
$\Delta s_{2max}$ = 기어의 백래시 최대공차
$\Delta s_{1min}$ = 피니언의 백래시 최소공차
$\Delta s_{2min}$ = 기어의 백래시 최소공차

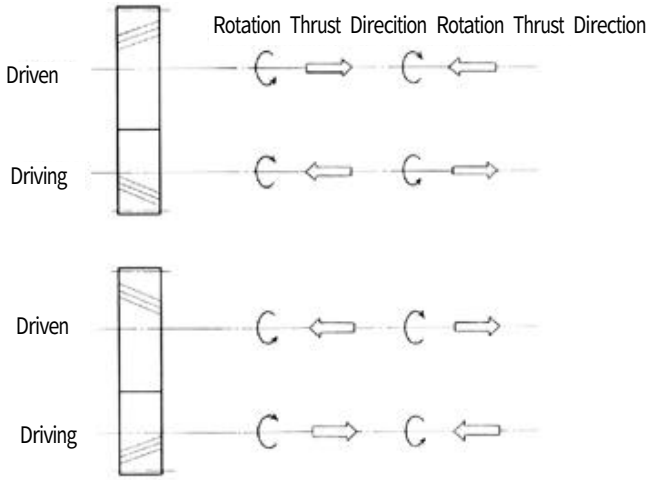
**표준 평기어와 전위 평기어, 표준 헬리컬 기어, 전위 헬리컬 기어의 상세치수 계산식과 치두께, 오버핀 측정거리 계산식은 여기에서 생략하겠다. 계산식과 계산 프로그램(엑셀 VB)이 필요한 독자는 기어텍 홈페이지/자료




<그림 3> 헬리컬 기어에 작용하는 힘




<그림 4>비틀림방향과 회전방향에 따른 각 힘의 방향




<그림 5> 헬리컬 기어에서 발생하는 추력의 방향

실에 게재되어있으니 다운받아 사용하기 바란다. 중심거리 확정과 미확정 두 경우로 나누어 프로그램되어 있다.

### (4) 기어 축이 받는 하중

<그림 3>은 헬리컬 기어를 치직각 단면에서 본 것이다.

기어 이(齒)에 수직으로 가해지는 힘 $F_n$은 원주방향의 분력 $F_1$과 반경방향 분력 $F_r$로 나누어 진다. 원주방향의 힘 $F_1$은 다시 접선력 $F_t$와 축방향의 힘 $F_x$로 분리된다. 이 힘들은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다

$$F_1 = F_n \cos \alpha_n$$
$$F_r = F_n \sin \alpha_n$$
$$F_u = F_1 \cos \beta_w$$
$$F_a = F_1 \sin \beta_w$$
$$F_a = F_u \tan \beta_w$$
$$F_r = F_u \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_w}$$

여기서,

$\alpha_n$ = 기준 압력각

$\beta_w$ = 헬리컬 기어의 비틀림 각

다음 <그림 4>는 헬리컬 기어의 비틀림 방향과 회전방향에 따른 각 힘의 방향을 나타낸 것이다

평기어와 달리 헬리컬 기어는 비틀림으로 인해 축방향으로 추력이 발생한다. 이 추력은 비틀림방향과 축의 회전방향에 따라 달라진다. <그림 5>는 헬리컬 기어에서 발생하는 추력의 방향을 나타낸 것이다.

헬리컬 기어의 비틀림 방향이 오른쪽이고 기어가 시계방향으로 회전하면, 추력은 앞으로 나아가는 방향으로 발생한다. 이것은 나사를 드라이버로 조일 때, 드라이버를 시계방향으로 돌리면 나사가 앞으로 전진하여 조여지는 원리와 같다. 반대로 기어의 비틀림 방향이 오른쪽이고 기어를 반시계 방향으로 회전시키면, 추력은 나사가 풀릴 때와 마찬가지로 후진하는 방향이 된다.

즉, 기어의 비틀림 방향과 회전방향이 일치하면, 추력은 전진하는 방향이 된다. 그 반대로 기어의 비틀림 방향과 회전방향이 일치하지 않으면(예, 기어의 비틀림이 우방향이고 반시계 방향으로 회전하면), 추력은 후진하는 방향이 된다.

문의 : (032)584-0430
http://www.geartech.co.kr