



# 저소음 기어펌프용 연속접촉 헬리컬기어의 형상 설계에 관한 연구

## Theoretical Shape Analysis of Continuous Contact Helical Gear for Low Noise Pump

김갑태\* · 신수식\*\* · 지상원\*†  
 Kaptae Kim\*, Soosik Shin\*\* and Sang-Won Ji\*†

(Received 31 August 2018, Revision received 17 October 2018, Accepted 25 October 2018)

**Abstract:** The use of external gear pumps is an effective way to achieve adequate performance at low cost when composing hydraulic systems. The biggest drawback, on the other hand, is the accompanying noise. Gears of continuous contact shape are actively used for the pump recently. The continuous contact shape must be the helical type due to the nature of the gear pump that is driven only by the drive gear. In this paper the theoretical shape of continuous contact gear is analyzed using simple rack shape of straight lines and two circular arcs. Using such geometry, the theoretical equation will be developed by envelope curves according to the conjugate gear shape rules. After checking the validity of the theory by the shape of gear rules, the grinding shape was also developed. The 3D shapes using equation can be also drawn. It was also shown that contact ratio and radius of curvature are easily developed by the theoretical equations.

**Key Words :** Gear pump, Continuous contact, Helical gear, Path of contact, Envelope curve

### — 기 호 설 명 —

$z$	: 잇수	$\alpha_n$	: 치직각 압력각
$D$	: 기준 피치원 직경	$p$	: 정면피치
$r_p$	: 기준 피치원 반경	$p_n$	: 치직각 피치
$r_b$	: 기초원 반경	$a_c$	: 중심거리
$r_a$	: 이끝원 반경	$\epsilon_\gamma$	: 물림률
$\alpha$	: 압력각	$\epsilon_\alpha$	: 회전방향 물림률
$\beta$	: 비틀림 각	$\epsilon_\beta$	: 축방향 물림률
		$a$	: 래크의 원호반경

\*† 지상원(ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9827-4717>) :  
 선임연구원, 건설기계부품연구원 연구본부  
 E-mail : [jsw@koceti.re.kr](mailto:jsw@koceti.re.kr), Tel : 063-447-2545

\*김갑태 : 선임연구원, 건설기계부품연구원 연구본부

\*\*신수식 : 상무이사, 신진정밀(주) 유압연구소

\*† Sang-Won Ji(ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9827-4717>) :  
 Senior Researcher, Korea Construction Equipment Technology  
 Institute.

E-mail : [jsw@koceti.re.kr](mailto:jsw@koceti.re.kr), Tel : 063-447-2487

\*Kaptae Kim : Senior researcher, Korea Construction Equipment  
 Technology Institute.

\*\*Soosik Shin : Managing director, Sinjin Precision Co., Ltd.

- $h$  : 원호 중심점의 피치선까지의 거리
- $\rho$  : 기어곡선 반경
- $\phi$  : 설계각 매개변수
- $l$  : 축방향 기어길이
- $t$  : 매개변수

## 1. 서 론

기어펌프는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 단순한 구조로 인해 가공성이 용이하여 저렴한 가격에 효과적인 유압 동력원이 되고 있으나, 비교적 큰 소음이 단점으로 지적되고 있으므로 소음 감소를 위한 다양한 연구가 진행되고 있다. 과거에는 기어 형상보다는 사이트 플레이트의 형상을 바꾸는 기법과 제로 백래쉬(zero backlash)를 구현하여 소음을 감소시키는 방법이 사용되었으나, 최근에는 기어의 연속접촉 형상 구현을 통해 소음을 저감시키고자 하는 방법이 주로 시도되고 있다. 이때 기어의 연속접촉을 위한 접촉계적은 직선이 아닌 8자 모양을 이루게 되므로, 스퍼(spur) 형상만으로는 구동이 불가능하여 헬리컬(helical) 기어를 사용하게 된다.

연속접촉 형상 기어펌프에 관한 Togashi, Iyoi 등의 연구에서는 래크(rack) 형상을 기본으로 원호 형상과 싸인 곡선을 연결하는 방식을 적용하여 기어의 형상이 복잡해지므로 곡선에 관한 연구보다는 형상을 결정하는 인자와 펌프의 성능에 관한 연관성에 주목하였다.<sup>1)</sup> Mitomi, Seki 등은 래크 형상이 아닌 접촉계적을 먼저 설정하고 이에 맞는 형상을 만드는 방법의 제안을 통해 비교적 자유로운 형상 구성이 가능하여 기어의 잇수를 6개로 줄일 수 있었다. 하지만 Hob 형상 등의 제약으로 대량 양산에 문제가 있었다.<sup>2)</sup> Chen, Yang 등은 래크의 기본 형상으로 원호를 사용하였고 기어 계산에 주요 인자를 대입하고, 매끄러운 형상이 생성되는 조건들과 3D 모델링 등에 집중하였으나 연마 형상에 관해 미흡한 점이 있다.<sup>3)</sup> Heo, Ham 등은 비표준 형상의 랙을 바탕으로 기어의 생성과 자동화 설계에 대한 연구를 수행하였으나, 인벌류트 곡선만을 응용하였으므로 형상에 대한 부

분은 보완할 필요가 있다.<sup>4)</sup> 기어펌프의 일부 양산 업체에서는 연속접촉 기어의 소음감소에 관련된 장점을 기존 인벌류트 스퍼 기어펌프와 비교 분석하였고, 기존의 형상연구와 달리 단순하고 효과적인 가공으로 소음특성이 향상되었음을 제시하고 있다.<sup>5)</sup>

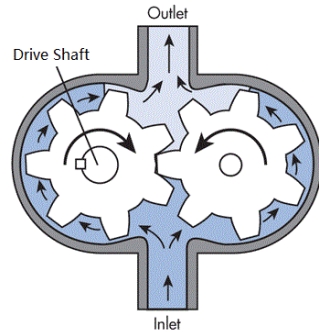


Fig. 1 External gear pump

본 연구에서는 기어펌프의 소음 저감에 유리한 기어의 연속접촉 형상을 구현하기 위해 기본 래크 형상을 직선과 원호로 연결하여 기어 형상을 구성하는 방법을 제안하고자 한다. 이론 형상은 래크와 기어가 상대운동을 하는 과정을 수식으로 표현하여 나타내고, 파라메트릭 방정식으로 기어의 최종 형상을 구한다. 이러한 파라메트릭 방정식은 Fig. 2에 나타내듯이 3차원 형상을 정확하고 쉽게 구현할 수 있도록 한다. 이를 통해 곡률과 연마형상을 용이하게 구할 수 있으므로 정밀 가공과 기어펌프의 소음 저감이 가능한 연속접촉 헬리컬 기어를 설계하고자 한다.

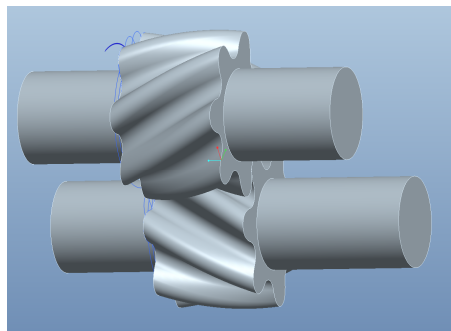


Fig. 2 3D model of continuous contact gear

## 2. 기어 형상 및 물림률

### 2.1 기어형상

엔진오일 펌프 등에 많이 쓰이는 지로터(gerotor) 펌프의 내접기어 설계에서는 하나의 단순 형상만을 이용하지 않고 기어의 깊이를 증가시키기 위해 2~3가지의 기하학적 형상을 복합적으로 사용한다.<sup>6)</sup> 기어의 깊이가 증가하면 체적 및 무게를 감소시켜도 1회전 당 동일한 배제용적을 만들어낼 수 있다. 외접기어펌프에서도 동일한 효과를 얻을 수 있도록 Fig. 3에 나타난 바와 같이 래크의 형상을 만들 수 있다. 그러나 인벌류트에 대응하는 직선만으로는 매끄러운 연속접촉을 실현하기 어려우므로, 가장 단순한 형상인 원호와 기어 깊이를 증가하기 위한 직선을 추가로 구성한다. 여기서 직선은 압력각을 도시하고 있으며, 원호는 1/4 피치 위치에서 피치선과  $h$ 만큼 차이가 있고,  $a$ 의 반경을 가지고 있다.

일반 스퍼 기어와 달리, 헬리컬 기어는 소형의

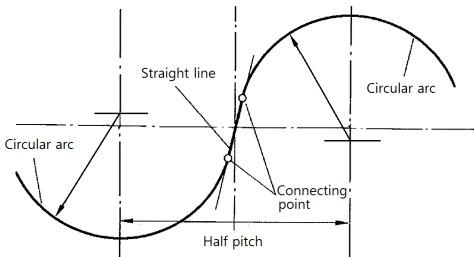


Fig. 3 Rack shape (Partial)

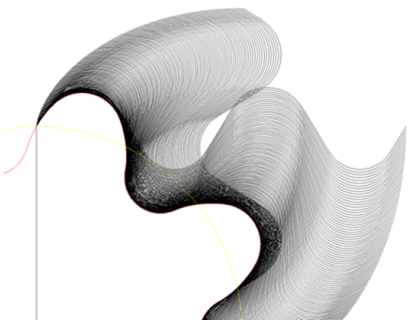


Fig. 4 Checking the gear shape by CAD

프로브 등을 사용하여 정밀한 측정이 요구된다. 호브를 사용하여 생성되는 기어의 형상특성을 파악하기 위하여 Fig. 4에 나타난 바와 같이, 2D CAD를 사용하여 외형을 생성하였다. 이때 피치원에서 미끄러짐이 없이 회전하는 헬리컬 기어의 특징을 이용한다. 이를 바탕으로 CAD 상에서 형상을 만들고 측정치수와 비교하여 역설계를 수행하였다. Table 1에 역설계 치수를 나타낸다.

기본 래크 형상이 결정되면 Fig. 5에 나타난 바와 같이 기어의 접촉궤적을 통해 기어외부의 기하학적인 형상이 도출되므로  $y$ 에 대한  $x$ 의 관계식을 구할 수 있다. 또한 기어의 물림 작용에 의한 압력각에 관한 식 (1)과 접촉점  $x$ 에 관한 식

Table 1 Gear dimensions

Parameter	Value	Unit
Number of teeth	7	
PCD	38.99	mm
Pitch Circle Radius	19.495	mm
Pressure Angle	31.26	Degree
Helix Angle	26.5666	Degree
Normal Pressure Angle	28.5	Degree
Circular Pitch	12.4987	mm
Center Distance	38.99	mm
Base Circle Radius	16.66474	mm
Radius of Arc in the Rack	3.7915	mm
Distance from the Pitch Line	0.1	mm

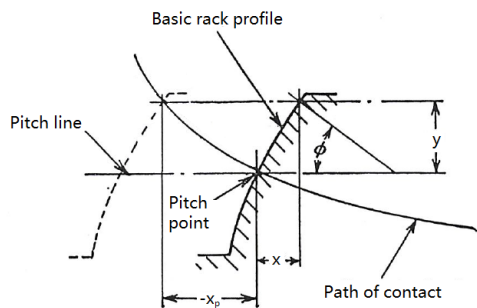


Fig. 5 Path of contact with basic rack

(2)가 성립한다.<sup>7)</sup>

$$\tan\phi = dx/dy \quad (1)$$

$$x_p = -y/\tan\phi \quad (2)$$

랙크에 의해 생성되는 기어의 형상은 극좌표  $r$ ,  $\theta$ 에 의한 식 (3), (4)로 나타낼 수 있고, 이를 이용하면 접촉선과 형상을 구할 수 있다. Fig. 6과 7에 구하여진 접촉선과 형상을 각각 나타낸다.

$$r = \sqrt{(R-y)^2 + x_p^2} \quad (3)$$

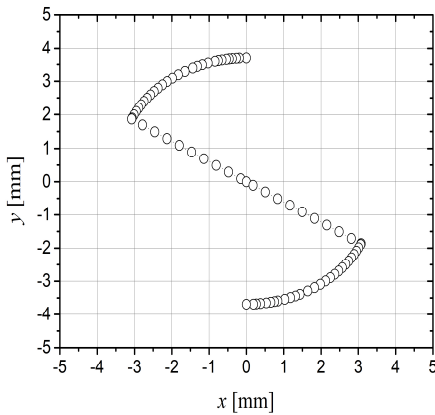


Fig. 6 Path of contact of continuous contact gear shape (half part)

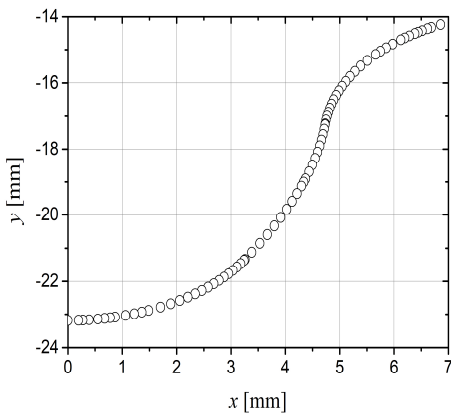


Fig. 7 Gear shape of continuous contact

$$\theta = [(x - x_p)/R] + \tan^{-1}[x_p/(R - y)] \quad (4)$$

## 2.2 물림률

접촉선과 래크에 따른 기어형상을 도출하였으므로 식 (5)와 같이 회전방향과 길이방향을 합하여 전체 물림률을 계산할 수 있다. 계산된 물림률이 1.2 이상이면 연속접촉 형상이 구현된 것으로 판단할 수 있다. 인벌류트 영역만을 고려하면 회전방향 물림률은 식 (6)과 같고, 축방향 물림률은 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\epsilon_r = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta > 1.2 \quad (5)$$

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{R_a^2 + R_b^2} + \sqrt{r_a^2 + r_b^2} - a_c \sin\alpha}{2p \cos\alpha} \quad (6)$$

$$\epsilon_\beta = (l \tan\beta_p)/p \quad (7)$$

도출된 기어형상을 식 (6)에 대입하면 회전방향 물림률은 0.304이고, 비틀림 각을 주어진 기어의 길이에서 하나의 원주피치만큼 이루어지도록 선정하면, 식 (7)에 의해 축방향 물림률은 1.0이 되므로 기어의 전체 물림률  $\epsilon_r$ 은 1.304으로 계산된다. 계산된 물림률이 연속접촉에 필요한 1.2 이상이므로 설계된 기어펌프의 헬리컬 기어가 충분한 연속접촉이 이루어짐을 알 수 있다.

## 2.3 맥동률

유압 펌프의 소음관련 주요지표인 맥동률은 식 (8)과 같고 스퍼타입 외접기어펌프의 경우는 식 (9)로 나타낸다.<sup>8)</sup>

$$\epsilon = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q} \quad (8)$$

$$\epsilon = \frac{\pi^2 \cos^2\alpha}{4(z + 1 - \frac{\pi^2}{12} \cos^2\alpha)} \quad (9)$$

표준 인벌류트 기어의 경우에는 압력각은 20°이다. 연속접촉에 의한 폐입현상 방지 효과를 무시하고 Spur 형상만을 가정하여 위의 식을 적용하면 현재 상용 일반 기어펌프는  $z = 10$ ,  $\alpha = 20^\circ$ 이므로 맥동률은 0.21이다. 반면에 설계된 헬리컬 기어는  $z = 7$ ,  $\alpha = 31.26^\circ$ 이므로 맥동률은 0.24이나 비틀림 각에 따른 축방향 물림률이 1인 점을 감안하면 맥동률은 그 절반인 0.12 이하가 된다. 폐입현상을 고려하여 펌프의 소음감소 효과를 정밀하게 파악하기 위해서는 정확한 형상을 바탕으로 상용 소프트웨어의 시뮬레이션과 실험이 필요하나 단순 맥동률로 파악했을 경우에도 설계된 기어의 소음감소 효과가 있음을 알 수 있다.

### 3. 연장 인벌류트와 포락선

전술한 접촉계적을 이용한 수치계산방법의 문제점은 2D 좌표값만을 이용하는 것이므로, 3D 모델링이 곤란해진다. Fig. 8에 나타난 바와 같이, 형상 역설계에 사용하였던 2D CAD에서 선들의 끝점과 원호의 중심점들을 확인하여 보면, 인벌류트 곡선과 유사한 연장 인벌류트 곡선이다. 이를 바탕으로 포락선을 만드는 것이 일반적인 공액형상(conjugate profile)을 만드는 방법이다.<sup>9)</sup>

일반적인 인벌류트의 경우 각 좌표는 식 (10), (11)로 나타낼 수 있다. 반면 연장 인벌류트 곡선에 대해서는 추가적인 항이 있는 식 (12), (13)으로 나타낼 수 있다. 이 때 일반적인 인벌류트와 연장 인벌류트의 차이는 피치원 지름에서 벗어난 높이에 해당한다.

$$x = r(\sin\phi - \phi\cos\phi) \quad (10)$$

$$y = r(\cos\phi + \phi\sin\phi) \quad (11)$$

$$x_1 = -h\sin\phi + \rho(\sin\phi - \phi\cos\phi) \quad (12)$$

$$y_1 = -h\cos\phi + \rho(\cos\phi + \phi\sin\phi) \quad (13)$$

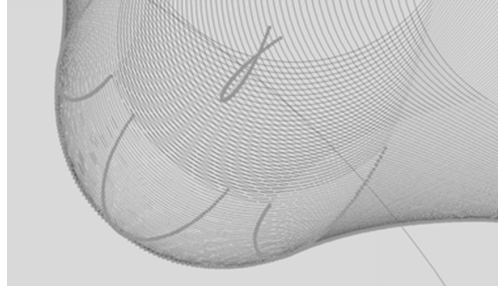


Fig. 8 Loci of the center of the arc

포락선은 다음의 식 (14)와 식 (15)를 동시에 만족하는 매개변수 곡선이다.<sup>10)</sup>

$$f(x, y, t) = 0 \quad (14)$$

$$\frac{\partial f}{\partial t}(x, y, t) = 0 \quad (15)$$

이 때  $x, y$ 가 매개변수  $\phi$ 에 대한 식인 경우에는 식 (15)는 식 (16)과 같이 변형된다.

$$\frac{\partial x}{\partial t} \frac{\partial y}{\partial \phi} - \frac{\partial x}{\partial \phi} \frac{\partial y}{\partial t} = 0 \quad (16)$$

## 4. 매개변수 설계각 적용 이론식

### 4.1 이론형상

인벌류트 곡선의 경우는 압력각이 주어져 있으므로 주어진 인벌류트 곡선과 포락선으로 계산된 값을 비교할 수 있다. 포락 곡선을 사용한 경우는 식 (17), (18)과 같고, 이 값은 일반 곡선의 식과 피치원 지름에서 압력각의 차이만큼 회전한 곡선에 해당한다.

$$x = r_p \cos\alpha \left[ \frac{\cos\phi}{\cos\alpha} + \phi\sin(\alpha + \phi) \right] \quad (17)$$

$$y = r_p \cos\alpha \left[ \frac{\sin\phi}{\cos\alpha} - \phi\cos(\alpha + \phi) \right] \quad (18)$$

동일한 방법으로 원호의 포락선 상부와 하부의 값을 구할 수 있다. 기어 이뿌리부의 곡선은 포락선 매개변수  $t$ 를 이용하여 식 (19), (20)과 같이 나타낸다.

$$x = (r + h)\cos\phi + r\phi\sin\phi + a\cos t \quad (19)$$

$$y = (r + h)\sin\phi - r\phi\cos\phi + a\sin t \quad (20)$$

매개변수  $t$ 를 소거하기 위해 편미분방정식인 식 (16)과, 식 (19), (20)을 사용하면 식 (21)을 얻을 수 있다. 식 (21)을 변형하면 식 (22)와 (23)으로 나타낼 수 있고, 이를 식 (19), (20)에 각각 대입하면 매개변수  $t$ 를 소거한  $x$ 와  $y$ 에 관한 식 (24), (25)로 각각 정리된다.

$$h \sin(t - \phi) + r\phi\cos(t - \phi) = 0 \quad (21)$$

$$a\cos t = -a\cos\left(\phi - \tan^{-1}\left(\frac{r\phi}{h}\right)\right) \quad (22)$$

$$a\sin t = -a\sin\left(\phi - \tan^{-1}\left(\frac{r\phi}{h}\right)\right) \quad (23)$$

$$x = (r + h)\cos\phi + r\phi\sin\phi - a\cos\left(\phi - \tan^{-1}\left(\frac{r\phi}{h}\right)\right) \quad (24)$$

$$y = (r + h)\sin\phi - r\phi\cos\phi - a\sin\left(\phi - \tan^{-1}\left(\frac{r\phi}{h}\right)\right) \quad (25)$$

기어 이끝부의 곡선에 포락선 매개변수  $t$ 를 이용하면 식 (26), (27)과 같이 나타낼 수 있다. 전술한 바와 같이 동일한 방법을 사용하면 매개변수  $t$ 를 소거한  $x$ 와  $y$ 에 관한 식 (28), (29)로 각각 정리된다.

$$x = (r - h)\cos\phi + r\phi\sin\phi + a\cos t \quad (26)$$

$$y = (r - h)\sin\phi - r\phi\cos\phi + a\sin t \quad (27)$$

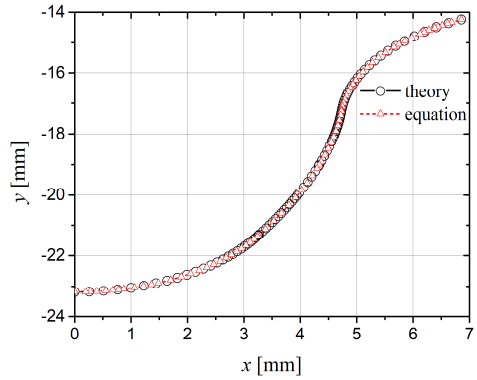


Fig. 9 Shape comparison

$$x = (r - h)\cos\phi + r\phi\sin\phi + a\cos\left(\phi + \tan^{-1}\left(\frac{r\phi}{h}\right)\right) \quad (28)$$

$$y = (r - h)\sin\phi - r\phi\cos\phi - a\sin\left(\phi + \tan^{-1}\left(\frac{r\phi}{h}\right)\right) \quad (29)$$

이러한 각각의 부분들의 연결점은 접촉계적을 이용하여 형상을 구하는 방법인 식 (3)을 이용한다. 래크에서 결정되는  $y$  값을 이용하여 각 영역의 한도를 정하면 중심에서 형상점까지의 거리  $r$ 이 계산된다. 기존의 식 (3), (4)만을 이용하는 방법과 제안한 파라메트릭 방정식을 이용하는 경우의 형상설계 결과를 Fig. 9에 각각 나타내었다.

Fig. 9에서 기존의 식 (3), (4)만을 이용하는 방법과 제시된 이론 형상방법이 양호하게 일치하고 있는 것으로 확인된다. 한편, 파라메트릭 방정식을 이용하는 경우, 3차원 도면을 원활하게 작도할 수 있고, 이를 통해 구조 및 유동해석을 원활히 수행할 수 있는 이점이 있다.

#### 4.2 곡률과 곡률반경

수치제어공작기계에서 연마가공에 필요한 G 코드 작성과 가공 후의 용이한 검증을 위해 곡률과 접선각도를 구한다. 인벌류트 곡선의 곡률에 관한 일반적인 식 (30)을 적용하면 곡률은 식 (31), 곡률반경은 식 (32)로 각각 표시된다.<sup>11)</sup>

$$\frac{1}{R} = \kappa = \frac{x'y'' - y'x''}{(x'^2 + y'^2)^{3/2}} \quad (30)$$

$$\kappa = \frac{r_b^2 \phi^2}{(r_b^2 \phi^2)^{3/2}} = \frac{1}{r_b \phi} \quad (31)$$

$$R = \frac{1}{\kappa} = r_b \phi \quad (32)$$

이끝 부분과 이뿌리 부분의 곡률은 포락선에서 원호로부터 동일한 반경  $a$ 만큼 떨어진 점을 이용한다. 즉  $a$ 값을 0으로 놓고 남은 관계식만을 미분하고 차후 곡률반경에  $a$ 만을 추가한다. 이때 연장 인벌류트 곡선의 경우와 마찬가지로  $h$ 가 0이면 반경  $a$ 인 경우를 제외하고는 인벌류트 곡선과 동일함을 알 수 있다. 이끝 부분과 이뿌리 부분 곡률은 식 (33)과 (34)로 각각 나타낼 수 있다.

$$R = \frac{(h^2 + r_b^2 \phi^2)^{3/2}}{h(r_b + h) + r_b^2 \phi^2} + a \quad (33)$$

$$R = \frac{(h^2 + r_b^2 \phi^2)^{3/2}}{-h(r_b - h) + r_b^2 \phi^2} + a \quad (34)$$

식 (33)과 (34)를 이용하여 Fig. 10에 곡률반경을 나타낸다. Fig. 10에서 이끝과 이뿌리 부분의

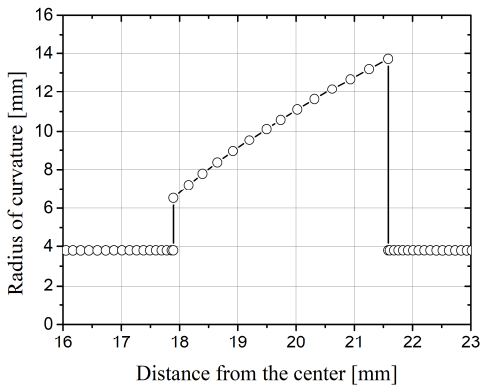


Fig. 10 Radius of Curvature

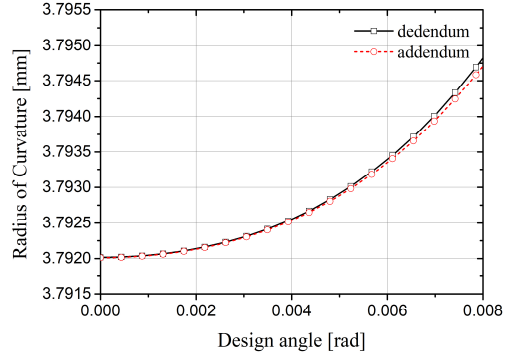


Fig. 11 Radius of Curvature Comparison

값이 거의 일정한 것처럼 보이므로 Fig. 11에 각각의 곡률반경을 확대하여 나타낸다. Fig. 11에서 근소하게 이끝 부분쪽의 곡률반경이 작음을 알 수 있으나  $h$ 값이 해당 형상에서는 매우 작은 값에 기인하는 것으로 사료된다.

## 5. 치직각 형상

헬리컬기어의 가공시 래크형상과 축직각 래크형상을 비교하여 보면, 피치원을 기준으로 삼을 때 축직각 형상과 면직각 형상과의 관계는 비틀림각에 따라 피치는 식 (35), 압력각은 식 (36)으로 정리된다.

$$p_n = p \cos \beta \quad (35)$$

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha \cos \beta \quad (36)$$

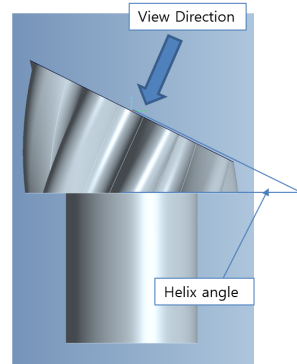


Fig. 12 View point of cutaway

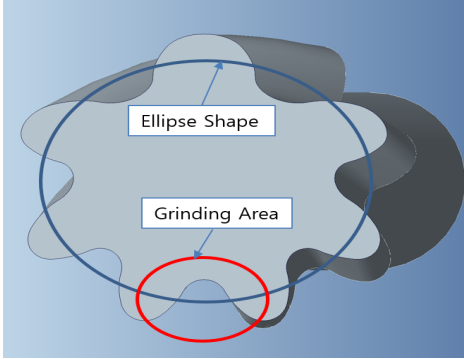


Fig. 13 Cut area of normal view

한편, 설계된 기어는 호빙 가공후에 추가적인 연마 가공이 필요하다. Fig. 12에 비틀림 각에 맞게 절단한 측면을 나타내고, Fig. 13에 절단면을 정면에서 나타낸다.

Fig. 13에서 나타낸 바와 같이 설계된 기어는 2가지의 형상 변형 효과가 존재한다. 즉, 원형인 피치원이 타원이 되어 버리는 것과 절단면에서 시작점과 상대회전위치에 따라 비틀림각의 값이 달라지는 것이다. 여기서, 새로운 좌표값에 대한 투영위치는 식 (37), (38)을 이용하여 계산하고 상대회전위치는 식 (39)로 나타낼 수 있다.

$$\delta\theta = \beta \left( 1 + \frac{\theta}{\pi/2} \right) \quad (37)$$

$$x_{\text{new}} = x \cos(\delta\theta) \quad (38)$$

$$\delta x = x_{\text{new}} \left( \frac{1}{\cos\beta} - 1 \right) \sin\theta \quad (39)$$

식 (35)~(37)에서 확인할 수 있듯이, 타원형상으로의 형상 변화와 상대회전위치에 따라 비틀림각이 변화되면 기어의 높이가 아니라 두께를 좌우하는 값이 변화되게 된다. 타원형상 변화효과와 절단면과 기어의 위치에 따른 형상변화까지 감안한 경우를 포함하여 이를 Fig. 14에 나타내었다. Fig. 14에서 실선은 스퍼형상을, 점선은 본 논문에서 제안한 방법으로 계산된 결과를, 비틀림각만을 고려한 결과는 이점쇄선으로 각각 나타내었다.

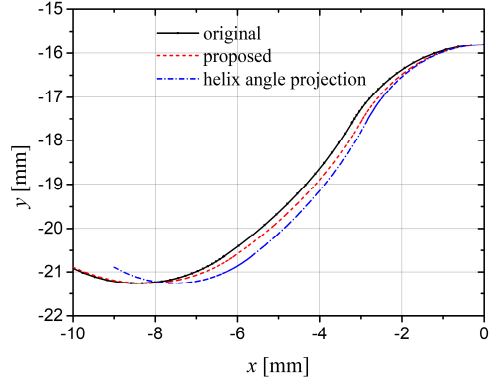


Fig. 14 Shape Comparison

제안한 방법으로 계산된 결과와 비틀림각만을 사용한 경우와 전체거리와 위치모두 차이가 발생할 수 있다.

## 6. 결 론

기어펌프는 단순한 구조로 인해 가공성이 용이하여 저렴한 가격에 효과적인 유압동력원이 되고 있으나, 기어접촉이 이루어지는 부분에서만 유량 배제 작용이 일어나기 때문에 비교적 높은 소음이 발생하고 이는 아직도 해결해야 할 문제로 남아있다.

기어펌프에 연속접촉 형상의 기어가 적용되면 소음 저감 및 잇수를 줄일 수 있는 장점이 있다. 또한 래크형상을 원호와 인벌류트로 구성하면 작은 외경으로도 상대적으로 큰 배제용적 구현이 가능하다. 일반적으로, 연속접촉을 위해서는 물림률이 1 이상이 되어야 하므로, 스퍼형상의 기어는 구동 기어만으로 회전력 전달이 곤란하여 헬리컬 기어 형상이 적용되어야 한다.

본 논문에서는 이러한 요구조건에 맞는 저소음 기어펌프에 적용될 헬리컬 기어의 형상설계를 위하여 단순한 원호와 직선으로 이루어진 형상으로 래크를 구성하고, 접촉궤적을 계산하여 해당 기어 형상을 생성하였다. 생성된 기어형상의 물림률이 1.34로서 필요한 연속접촉이 원활히 이루어짐을 확인하였고, 폐입현상을 무시하고 단순 맥동률을 비교하면 일반스퍼형상과 대비하여 약 40%가 낮



으므로 소음감소 효과가 있음을 확인하였다.

또한 매개변수를 이용한 포락선 이론을 적용하여 기어형상에 관한 외형을 도출하였다. 설계된 래크 형상에서 직선으로 구성된 구간은 인벌류트 곡선으로 나타났고, 원호로 된 부분은 기어 가공에서 주로 적용되는 언더컷 부분과 유사하였다. 추가적으로 설계된 기어의 3차원 도면의 원활한 작동을 위해 파라메트릭 방정식을 적용하였으며, 수치제어 동작기계에서 연마용 공구의 형상을 손쉽게 제작할 수 있도록 곡률과 치직각 방향의 형상도 제시하였다.

결과적으로, 본 논문에서 제시한 기어 설계기법을 적용하면 우수한 가공성과 더불어 3차원 도면 생성이 편리해지며, 설계 검증을 위한 구조 및 유동해석을 원활히 수행할 수 있을 것으로 기대되어, 본 논문의 결과가 저소음 기어펌프의 구현에 기여할 수 있을 것으로 사료된다. 후속 연구에서는 설계된 기어형상을 적용한 기어펌프의 유압 시뮬레이션과 실험을 통해 정량적인 소음저감 효과를 검증할 예정이다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부와 한국산업기술진흥원이 지원하는 경제협력권산업 육성사업으로 수행된 연구결과입니다. (R0004827)

## References

1. S. Togashi and H. Iyoi, 1973, "The Synthesis of Tooth Profile Shapes and Helical Gears of High Hydraulic Performance of Rotary Type Pumps", Mechanism and Machine Theory, Vol. 8, No. 1, pp. 105-123. (DOI:10.1016/0094-114x(73)90009-8)
2. K. Mitome and K. Seki, 1983, "A New Continuous Contact Low-Noise Gear Pump", Journal of

Mechanisms Transmissions and Automation in Design, Vol. 105, No. 4, pp. 736-741. (DOI:10.1115/1.3258544)

3. C. K. Chen and S. C. Yang, 2000, "Geometric Modeling for Cylindrical and Helical Gear Pumps with Circular Arc Teeth", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, pp. 599-607. (DOI:10.1243/0954406001523939)
4. M. Heo, S. Ham, W. Nam and S. Oh, 2011, "Study on the Design Program for Non-standard Plastic Gear", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 15, No. 4, PP. 54-59. (DOI:10.9726/kspse.2011.15.4.054)
5. M. Morselli, 2005, "Mechanical and Hydraulic Noise of Gear Pumps: The Drastic Evolution Marked by Continuous Contact Pumps", ([https://www.academia.edu/4709600/Mechanical\\_and\\_Hydraulic\\_Noise\\_of\\_Gear\\_Pumps\\_The\\_Drastic\\_Evolution\\_Marked\\_by\\_Continuous\\_Contact\\_Pumps](https://www.academia.edu/4709600/Mechanical_and_Hydraulic_Noise_of_Gear_Pumps_The_Drastic_Evolution_Marked_by_Continuous_Contact_Pumps)).
6. H. Sasaki, N. Inui, Y. Shimada and D. Ogata, 2008, "Development of High Efficiency P/M Internal Gear Pump Rotor", SEI technical review, pp. 124-128.
7. E. Buckingham, 2011, "Analytical Mechanics of Gears", Dover Publications, New York.
8. J. Ivantysyn, M. Ivantysynova, 2003, "Hydrostatic Pump and Motors", Tech Books International, New Delhi.
9. F. L. Litvin, 1994, "Gear Geometry and Applied Theory", Prentice Hall, New Jersey.
10. I. D. Faux and M. J. Pratt, 1979, "Computational Geometry for Design and Manufacture", John Wiley, New York. (DOI:10.1016/0010-4485(79)90151-9)
11. J. R. Colbourne, 1987, "The Geometry of Involute Gears", Springer-Verlag, New York.