

〈論 文〉

## 저소음 치형의 설계 및 실험에 관한 연구

김호룡\* · 안승준\*

(1991년 10월 24일 접수)

### A Study on the Design and Experiment for the Profile of Lower-Noise Gear Tooth

Ho Ryong Kim and Seoung Joon Ahn

**Key Words :** Lower-Noise Gear(저소음치차), Meshing Frequency(물림주파수), Combined Tooth Profile(합성치형), Noise Excitation Factor(소음여기계수)

#### Abstract

A design method of gear tooth profile which can reduce the noise of gear is studied. The tooth profile is generated by combining involute and cycloid tooth curves in which the involute tooth profile is near the pitch point and cycloid tooth profile at the addendum and the dedendum. Considering parameters which have an influence on the reduction of gear noise and buliding up a design conditions for the noise reduction of gear, the lower-noise combined gear tooth profile is designed. For the check of noise reduction of the combined gear profile, two pairs of combined profile gear, two pairs of involute gear, and a pair of cycloid gear were manufactured by the NC Wire Cutting Machine, and the experiment for measuring of the gear noise was carried out on each pair. The noise reduction of the combined profile gear was obtained.

#### 기 호 설 명

$a$	: 구름원의 반경	$i$	: 잇수비
$A_i$	: $i$ 요소의 단면적	$I_i$	: $i$ 요소의 관성모멘트
$D$	: 피치원의 직경	$K_{gj}$	: $j$ 점에서 접촉할 때 $i$ 의 강성
$D_i$	: 이끝원의 직경	$K_g$	: 이강성의 평균값
$E$	: 종탄성계수	$L_{ij}$	: $i$ 요소에서 $j$ 점까지의 길이
$F$	: 이폭(face width)	$m$	: 모듈
$f_G$	: 회전주파수	$M_{ij}$	: $j$ 점에서 접촉할때 $i$ 요소에 작용하는 모멘트
$f_{sb}$	: Side-Band Frequency	$N$	: 회전수(rpm)
$f_z$	: 물림주파수	$NEF$	: 소음여기계수
$h_f$	: 이뿌리높이	$O$	: 직교좌표계의 원점
$h_k$	: 이끝높이	$O_1$	: 피니언의 중심
$H_f$	: 유효 이뿌리원과 치형의 교점을 있는 단면에서 하중 작용점까지의 수직거리	$O_2$	: 치차의 중심
		$q_j$	: $j$ 점에서 접촉할때 변형량
		$q_{bj}$	: $j$ 점에서 접촉할때 굽힘, 전단, 압축에 의한 하중작용방향의 변형량
		$q_{bij}$	: $j$ 점에서 접촉할때 굽힘, 전단, 압축에 의한

\*정회원, 연세대학교 기계공학과

하중작용방향의  $i$ 요소 변형량

- $q_{fs}$  :  $j$ 점에서 접촉할 때 유효, 이 뿌리단면에서 발생하는 하중작용방향의 이뿌리 변형량
- $r$  : 이뿌리의 반경 (fillet radius)
- $R$  : 피치원의 반경
- $R_1$  : 피니언의 피치원반경
- $R_2$  : 치차의 피치원반경
- $R_b$  : 기초원의 반경
- $R_{t1}$  : 피니언의 이끝원반경
- $R_{t2}$  : 치차의 이끝원반경
- $S_f$  : 위험단면 (critical section)
- $T_i$  :  $i$ 요소의 두께
- $X, Y$  : 직교좌표
- $X_i$  : 원점  $O$ 에서  $i$ 요소까지의 길이
- $X_{i+1}$  : 원점  $O$ 에서  $i+1$ 요소까지의 길이
- $X_j$  : 원점  $O$ 에서  $j$ 점까지의 길이
- $Y_i$  : 원점  $O$ 에서  $i$ 요소의 높이
- $Y_{i+1}$  : 원점  $O$ 에서  $i+1$ 요소의 높이
- $Y_j$  : 원점  $O$ 에서  $j$ 점의 높이
- $Y_m$  : 랙의 피치선에서 인벌류트 랙치형과 사이클로이드 랙치형이 만나는 점까지의 길이
- $W_j$  :  $j$ 점에서 접촉할 때 치면법선하중
- $W_{Xj}$  :  $j$ 점에서 접촉할 때  $X$ 방향하중
- $W_{Yj}$  :  $j$ 점에서 접촉할 때  $Y$ 방향하중
- $Z$  : 잇수
- $\text{inv} \alpha$  :  $\tan \alpha - \alpha$
- $\Delta x$  : 사이클로이드 랙치형의 수정량
- $\alpha$  : 인벌류트치형의 압력각
- $\phi_i$  : 인벌류트곡선의 회전각
- $\phi_c$  : 사이클로이드곡선의 회전각
- $\theta$  : 사이클로이드치형의 구름원회전각
- $\varepsilon$  : 물림률
- $\lambda_i$  : 하중작용선과 치형중심선이 이루는 각의 여각
- $\nu$  : 푸아송비

## 1. 서론

치차의 소음원을 규명하고 소음을 감소시키기 위해 치차장치 각부의 진동과 그들간의 관계를 실험과 이론적으로 해석하는 치차소음에 관한 연구<sup>(1~3)</sup>가 진행되었다. 치차소음을 감소시키기 위한 방법으로 물림률증가<sup>(4,5)</sup>와 치형수정<sup>(6,7)</sup>이 제시되었다. 이러한 소음저감대책은 치차의 진동·소음원인 치

면작용하중(applied load on tooth flank)의 변동을 감소시키기 위한 방법이다.

William<sup>(4,5)</sup>은 물림률이 큰 MC치차(maximum-conjugacy gear)를 설계하였다. 이끝높이를  $h_a > m$ 로 하고 이뿌리높이를  $h_f > (2\sim 3)m$ 로 하였고, 압력각은 호브를 이용하여 가공할 수 있는 최소압력각  $8^\circ$ 로 하였다. 낮은 압력각으로 인해 발생하는 간섭과 언더컷을 없애기 위해 이끝과 이뿌리부분에 원호치형을 합성한 인벌류트-원호합성치형을 이용하여 설계하였다. 소음레벨 측정실험하여 MC치차의 소음레벨이 인벌류트치차 보다 낮은 결과를 얻었다.

會田<sup>(6)</sup>은 치형수정을 동적조건에서 해석을 행하여 치형수정치차의 수정량, 수정길이와 원주방향진동의 관계를 상세히 검토하였다. 무수정 치차에 비하여 치형수정치차는 2차, 3차 공진점에서 진동저감량이 최대 15dB정도, 그외 고차공진점에서는 최대 10dB정도 저하하였다. 그리고 광범위한 회전수 영역에서 평균점으로 볼때 진동저감량은 10dB정도라는 실험결과를 얻었다.

Terauchi<sup>(7)</sup>는 치형수정치차의 소음과 치에 걸리는 동적하중에 대하여 연구하였다. 치형수정치차는 이에 걸리는 동적하중의 변화가 감소한다는 결과를 얻었다. 그리고 소음레벨 측정실험하여 치형수정 인벌류트치차의 소음레벨이 무수정 인벌류트치차 보다 낮은 결과를 얻었다.

본 연구에서는 치차의 소음은 근본적으로 치형에 관계된 것으로 생각하여 치차소음을 감소시키기 위해 제시한 방법에 적합한 치형, 즉 물림률을 증가시킬 수 있고 동시에 치형수정의 효과를 나타내며, 미끄럼률·치면접촉응력·이뿌리응력이 작은 인벌류트-사이클로이드 합성치형<sup>(8,9)</sup>을 유효치형으로 하여 저소음 치차의 치형을 치차의 소음을 감소시키기 위해 적절한 치형설계조건을 설정하여 설계한다.

설계한 합성치형치차의 소음저감능을 확인하기 위해 치형을 생성시키는 컴퓨터프로그램의 치형데이터를 이용하여 합성치형치차, 인벌류트치차, 그리고 사이클로이드치차를 NC Wire Cutting Machine으로 가공하고 각 치차에 대해 소음측정실험을 하여 소음레벨을 비교검토한다.

## 2. 치차의 소음 및 저감대책

치차소음의 가장 큰 발생원인은 가공오차와 물림

이 진행되는 동안 물리는 잇수의 변화에 따른 치면 작용하중의 변화함으로 발생하는 강성의 주기적인 변화이다. 이 치면작용하중의 급격한 변동에 의해 이와 치차에 물림충격이 가해진다. 이로인한 진동 응답의 결과가 치차소음이며, 치차본체, 축, 베어링, 그리고 치차박스를 통하여 공기중으로 진동이 전달되기 때문에 소음이 발생한다. 실제로 소음발생량은 물림충격에 의해 발생하는 주파수특성 및 전체계의 고유진동주파수특성에 관계가 있다.

## 2.1 치차의 소음특성

치차의 소음은 대부분 치차의 물림주파수(meshing frequency)  $f_z$  과 그의 고차조화주파수(higher harmonic meshing frequency,  $n f_z, n=2, 3\cdots$ )에 의한 소음으로 구성된다. 그리고 치차 본체의 고유진동주파수와 물림주파수가 같아지면 공진이 발생하여 소음을 증가시킨다. 치차의 물림주파수  $f_z$  [ $H_z$ ]는 식(1)과 같다.

$$f_z = \frac{ZN}{60} \quad (1)$$

치차는 가공오차로 인해 치의 불규칙적인 물림이 발생되고, 이로인해 치차의 회전주파수(rotational frequency)  $f_c$  와 그의 고차조화주파수( $n f_c, n=2, 3\cdots$ )에 의한 소음도 나타난다.

치차의 편심오차로 인해 발생하는 주파수, 즉 물림주파수의 양 측면에 나타나는 주파수(side-band frequency)에 의한 소음도 나타난다. 이 주파수  $f_{sb}$  [ $H_z$ ]는 식(2)와 같다.

$$f_{sb} = n_i f_z \pm n_j f_c \quad (n_i, n_j = 1, 2, 3\cdots) \quad (2)$$

## 2.2 치차의 소음발생인자 및 저감대책

치차의 소음인자는 치차제원, 치차정밀도, 이점측방식, 조립상태, 운전조건 등이다. 이러한 많은 특성치 중에서 치차소음은 이의 가공정밀도, 이의 유연성, 물림률에 큰 영향을 받는다.

이의 가공정밀도가 좋을수록 소음발생량은 감소한다. 기하학적으로는 이상적인 치형의 물림으로 볼 수도 있으나 실제 치는 가공상의 문제로 치형에 오차가 발생하고, 또한 피치오차도 발생한다. 이러한 오차들이 비록 작다하더라도 피동·구동치차에 변동하중을 발생시킨다. 이로인해 동적부하의 증가를 초래하고 소음을 발생시키게 된다.

이의 유연성이 클수록 소음발생량은 감소한다.

이의 유연성이 크면 물리는 영역에서 가공오차의 영향을 감소시켜 물림오차를 작게 해주며 소음의 발생원인 중 하나인 물림충격을 어느정도 완화시킨다.

물림률이 클수록 소음발생량은 감소한다. 물림률이 적을 경우 동하중의 변동에 따른 치의 탄성변형폭이 증가하여 소음발생이 증가한다. 전달하중을 1개 또는 2개의 잇수로 전달하는 대신에 그 이상의 잇수로 전달하면 보다 원활하고 정속한 운전상태가 된다. 부하를 받아 지탱하는 잇수가 많으므로 이에 작용하는 변동하중에 의한 물림충격이 감소하고 이의 유연성이 가공오차의 영향을 완화시키는 효과를 증가시킨다.

치차설계상의 진동·소음저감대책은 물림률을 최대한으로 증가시키는 방안과 치형을 수정하는 방안이다.

물림률을 증가시키는 방법은 소피치화, 저압력각화, 초고치화, 저압력각화, 초고치화, 고비틀림각화 등이 있다. 정면 물림률(profile contact ratio)은 치높이를 크게 하고 압력각을 작게하여 증가시킬 수 있다. 그러나 압력각을 작게 하고 치높이를 크게 하면 간섭과 언더컷이 발생하기 쉬우므로 합성치형을 사용하는 것이 바람직하다. 측평면물림률(face contact ratio)은 비틀림각과 치폭을 크게 하여 증가시킬 수 있다.

치형수정은 동력전달시 발생하는 이의 변형으로 인한 이의 간섭을 피하고 동시에 치차가 원활히 작동하도록 이의 부하에 의한 변형량을 계산하여 치형을 수정하는 것을 말한다. 한쌍의 치차가 서로 맞물려 회전할 때 이의 변형으로 발생하는 충격을 방지할 수 있고, 이 결과 치차가 서로 물릴때 발생하는 충격적인 증가하중을 저하시켜 물림이 원활하고 정속한 운전이 된다.

## 3. 치형의 합성과 저소음 치차의 설계

### 3.1 합성치형의 생성과 기구학적 제원

랙의 피치선에서 인벌류트 랙치형과 사이클로이드 랙치형이 만나는 점까지의 길이인  $Y_m$ 을 Fig. 1에서 구하면 다음 식(3)과 같다. 압력각  $\alpha$ 와 구름원반경  $a$ 가 증가하면 랙치형의 인벌류트부분은 증가하고 사이클로이드부분은 감소한다.

$$Y_m = a(1 - \cos 2\alpha) \quad (3)$$

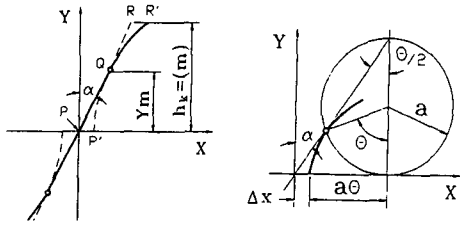


Fig. 1 Relation of  $Y_m$  with  $\alpha, a$

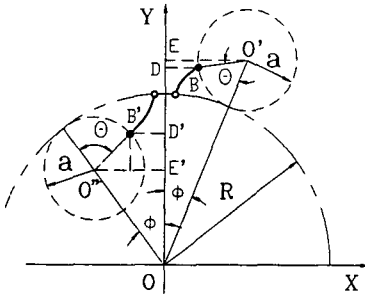


Fig. 2 Generation of the modified cycloid tooth profile

합성치형은 피치점부근에서는 인벌류트치형을 사용하고 이끝과 이뿌리부근에서는 사이클로이드치형을 사용한다. 합성치형의 인벌류트치형식은 식 (4)와 같다.

$$\begin{aligned} X &= R_b \sin \phi_i - R_b \phi_i \cos \phi_i \\ Y &= R_b \cos \phi_i + R_b \phi_i \sin \phi_i \end{aligned} \quad (4)$$

여기서

$$R_b = R \cos \alpha$$

합성치형의 사이클로이드치형은 Fig. 2와 같이 수정하여 생성하며 수정 외전사이클로이드와 내전 사이클로이드치형식은 식 (5), (6)과 같다.

$$\begin{aligned} X &= (R+a) \sin \phi_c - a \sin (\theta + \phi_c) \\ Y &= (R+a) \cos \phi_c - a \cos (\theta + \phi_c) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} X &= -(R-a) \sin \phi_c + a \sin (\theta - \phi_c) \\ Y &= (R-a) \cos \phi_c + a \cos (\theta - \phi_c) \end{aligned} \quad (6)$$

여기서

$$\phi_c = a(\theta + 2\text{inv} \alpha) / R$$

Fig. 3는 각 치형의 차이를 비교하기 위해 잇수  $Z=33$ 인 치형을 나타낸 것이다. 합성치형을 인벌류트치형, 사이클로이드치형과 비교하면 이뿌리두께는 크고 이끝두께는 작다. 압력각이  $20^\circ$ 일때, 잇

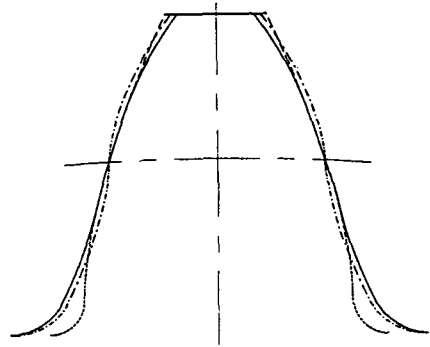


Fig. 3 Comparison of magnitude of gear tooth profiles  
 $m=2, Z=33, d=20; a=3, h_k=m$   
involute(---), cycloid(-·-·-), combined(—)

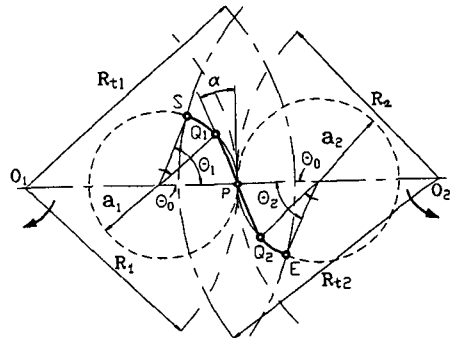


Fig. 4 Geometry of combined gear for contact ratio

수 17이하인 경우 인벌류트치차는 이뿌리부분에 언더컷이 발생하지만 합성치형치차는 사이클로이드치형을 포함하므로 언더컷이 발생하지 않는다.

합성치형치차의 물림률은 인벌류트치형부분의 물림률과 사이클로이드치형부분의 물림률을 합한 값이다. Fig. 4와 같이 치차가 화살표방향으로 회전하면 인벌류트접촉과 사이클로이드접촉을 하며 접촉점의 궤적은 원호와 직선의  $SQ_1PQ_2E$ 이다.

구름원반경을  $a=a_1=a_2$ 로 하고 Fig. 4에서 사이클로이드 구름원의 회전각  $\theta_1$ 과  $\theta_2$ 를 결정하면 합성치형치차의 물림률  $\epsilon$ 는 식 (7)과 같다.

$$\epsilon = \frac{a}{m\pi} [\theta_1 + \theta_2 + 4\text{inv} \alpha] \quad (7)$$

Fig. 5은  $i=(Z_1/Z_2)=1, h_k=m$ 인 합성치형치차의 물림률을 치차의 잇수에 따라 표시한 그림이다.

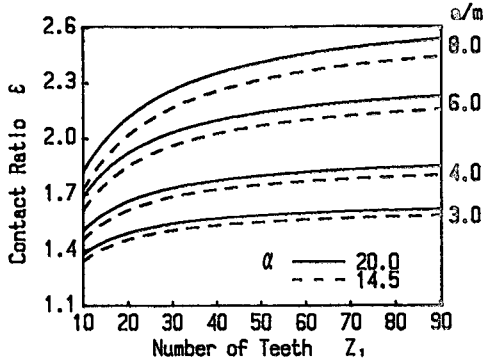


Fig. 5 Relation of  $\epsilon$  with  $\alpha, a$

$\alpha$ 와  $a$  중 어느 것이든지 증가하면 물림률  $\epsilon$ 은 증가한다.

합성치형치차는 사이클로이드치형을 포함하므로 인벌류트치형치차보다 미끄럼률이 작다.<sup>(8,9)</sup> 그러므로 이의 미끄럼 마찰에 의한 마찰소음이 작을 것이다. 그리고 미끄럼에 의한 이의 마모가 작을 것이므로 치차소음의 원인인 치형오차증가 또는 치형변형에 의한 소음증가도 7줄일 수 있을 것이다.

합성치형치차는 인벌류트치형치차보다 치면접촉응력이 작으므로,<sup>(8,9)</sup> 이 접촉에 의한 이의 마모와 치형변형에 의한 소음증가도 줄일 수 있을 것이다. 그리고 이뿌리응력이 인벌류트치차보다 작으므로,<sup>(8,9)</sup> 물림이 진행되는 동안 이뿌리의 변형폭이 감소하여 이의 처짐에 의해 발생하는 간섭이 감소하므로 소음저감을 기대할 수 있을 것이다.

### 3.2 구름원의 한계

사이클로이드치형부분의 구름원반경은 식(8)의 조건을 만족하도록 선택해야 한다.  $a/m = Z/4$ 일때 이뿌리부분의 사이클로이드치형이 직선이 된다. 그러므로 식(8)의 조건을 만족하면 합성치형을 생성할 수 있다. 그리고 이끝부분의 사이클로이드치형이 올바르게 생성되기 위해 식(9)을 만족해야 한다.

$$\frac{a}{m} < \frac{Z}{4} \quad (8)$$

$$a > \frac{1}{2} h_k \quad (9)$$

### 3.3 압력각의 한계

인벌류트치형부분의 압력각은 사이클로이드치형

부분의 구름원반경이 결정되면 식(3)에서  $Y_m = h_k$ 로 하였을 때, 식(10)의 조건을 만족하도록 선택해야 한다.  $\alpha \geq (1/2) \cos^{-1}(1 - h_k/a)$ 이면  $Y_m$ 이 이 끝높이  $h_k$ 와 같거나 커지므로 이끝과 이뿌리부분에 사이클로이드 치형을 합성시킬 수 없다.

$$\alpha < \frac{1}{2} \cos^{-1} \left[ 1 - \frac{h_k}{a} \right] \quad (10)$$

### 3.4 물림률과 구름원반경 및 압력각의 관계

식(7)과 Fig. 5에서 알 수 있듯이 합성치형치차의 물림률은 사이클로이드치형부분의 구름원반경  $a$ 와 인벌류트치형부분의 압력각  $\alpha$ 에 밀접한 관계가 있다.

물림률  $\epsilon$ 은  $a$ 가 증가함에 따라 큰폭으로 증가하고  $\alpha$ 가 증가함에 따라 작은폭으로 증가한다. 즉  $a$ 가  $\alpha$ 보다 물림률에 더 큰 영향을 미친다. 그러므로 물림률을 크게 하기 위해서는 압력각을 작게 하더라도 구름원반경을 크게하는 것이 유리하다.

### 3.5 저소음 치차 설계

저소음 치차를 설계하기 위해서는 물림률과 이의 유연성이 크도록 설계인자를 선정하여야 한다. 본 연구에서는 물림률  $\epsilon > 2.0$ 되는 설계조건을 기준으로 설정하고 소음여기계수와 치형수정을 고려하여 합성치형을 유효치형으로 저소음 치차를 설계한다.

#### (1) 이의 유연성 및 소음여기계수

이의 유연성 (flexibility of tooth)은 이 (tooth of gear)를 Fig. 6과 같이 요소(element)로 나누어 구하며 하중이 작용하여 발생하는 굽힘, 전단, 그리고 압축에 의한 하중작용방향의 변형을 구하는 Lin<sup>(10)</sup>의 식(13)과 유효이뿌리단면에서 발생하는 하중작용방향의 이뿌리의 변형을 구하는 Elkholy<sup>(11)</sup>의 식(15)를 이용한다.

Fig. 6에서 이가  $j$ 점에서 접촉할때의 이의 강성 (stiffness)  $K_{\theta j}$ 는 식(11)로 구한다.

$$K_{\theta j} = \frac{W_j}{a_j} \quad (11)$$

$$q_{bj} = q_{bj} + q_{fj} \quad (12)$$

$$q_{bj} = \sum_{i=1}^n q_{bij} \quad (13)$$

$$q_{bij} = \frac{W_j(1-\nu^2)}{E} \left[ \frac{T_i^3 + 3T_i^2 L_{ij} + 3T_i L_{ij}^2}{3I_i} \cos^2 \lambda_j - \frac{T_i^2 Y_j + 2T_i Y_j L_{ij}}{2I_i} \cos \lambda_j \sin \lambda_j \right]$$

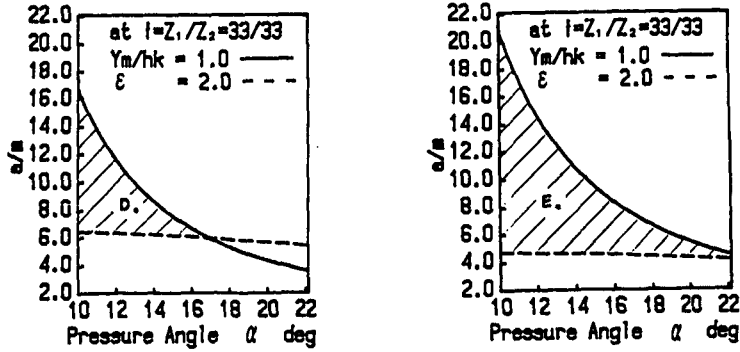


Fig. 6 Relation of  $a/m$  and  $\alpha$  with  $\epsilon$ ,  $Y_m/h_k$

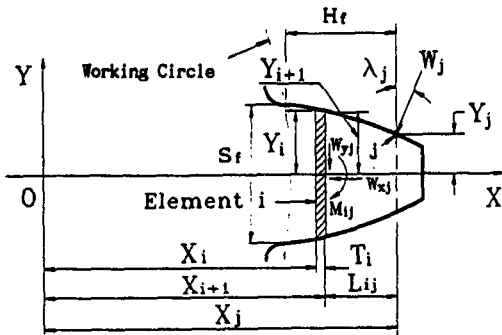


Fig. 7 Element modelling of a gear tooth for flexibility calculation

$$+ \frac{12(1+\nu) T_i}{5A_i} \cos^2 \lambda_j + \frac{T_i}{A_i} \sin^2 \lambda_j \quad (14)$$

$$q_{ij} = \frac{24 W_j H_t}{\pi E F S_j^2} \cos^2 \lambda_j \quad (15)$$

치차열의 소음발생량을 정량적으로 나타내기 위해 도입한 계수가 소음여기계수(noise excitation

factor) NEF<sup>(6)</sup>이다. 치차의 소음발생량은 가공오차에 비례하고 이의 유연성과 전체물림물에 반비례하므로 소음여기계수는 식(16)과 같다.

$$NEF = \frac{\text{가공오차}}{\text{한개 이의 유연성} \times \text{전체물림물}} \quad (16)$$

(1) 저소음 합성치형치차의 설계

합성치형치차를 설계하기 위해서는  $m, Z, h_k, \alpha, a$ 를 결정하여야 한다. 그리고 저소음 치차를 설계하기 위해서는 물림물을 크게 해야 하므로 이끝높이  $h_k$ 을 조정하는 것도 중요하다.

Fig. 7은  $i=(33/33)$ ,  $h_k$ 가  $m$ 과 1.25m인 경우, 식(7)에서 인벌류우트치형부분의 압력각  $\alpha$ 에 따라 물림물  $\epsilon=2.0$ 이 되는 구름원반경  $a/m(\dots)$ 을 구하여 나타내었고  $Ym$ 이 이끝높이  $h_k$ 와 같이 되는 경우, 즉  $Ym/h_k=1.0$ 이 되는  $a/m(\text{---})$ 을 구하여 나타낸 그림이다. 그림에서 빗금친 영역이 물림물이  $\epsilon>2.0$ 이고 합성치형을 생성시킬 수 있는 영역이다. 이 영역에서 식(8), (9), (10)을 만

Table 1 NEF value of experimental test gears

tooth profile	involute		cycloid	combined	
	Pair A	Pair B	Pair C	Pair D	Pair E
contact ratio $\epsilon$	1.674	2.031	1.815	2.177	2.518
manufacturing error (runout)	2/100 mm				
flexibility of tooth $1/kg \times 10^{-3} [m/N]$	4.812	7.638	5.908	6.459	10.312
noise excitation factor NEF $\times 10^5$	2.483	1.289	1.865	1.422	0.770

족하는  $\alpha$ 와  $a/m$ 을 선택해야 한다.

이 경우에  $a/m < 8.25$  되도록 선택해야 하고, 물림률이 최대이고 소음여기계수가 작은 압력각과 구름원의 반경을 결정하며 동시에 치형수정량을 고려하여 결정한다.

Table 1에서 이의 유연성  $1/K_\theta$ 과 물림률  $\varepsilon$ 은 합성치형치차가 크다. 가공오차가 동일할 경우에 합성치형치차의 소음여기계수는 인벌류트치차, 사이클로이드치차와 비교하여 작은 결과를 얻었다. 특히 이높이를 크게 설계한 합성치형치차의 소음여기계수는 매우 작다.

#### 4. 치차의 소음 측정실험

##### 4.1 실험용 치차의 제원과 치형 및 가공

Table 2과 Fig. 8는 실험용 인벌류트치차, 사이클로이드치차, 그리고 합성치형치차의 기구학적

제원과 치형을 나타낸 것이다.

인벌류트치차와 합성치형치차는  $h_a$ 를  $m$ 과  $1.25m$ 인 두 종류로 하였다. 실험용 합성치형치차 중에서  $h_a = m$ 인 치차는 Fig. 7(a)의 점 D(pair D)의 값이고,  $h_a = 1.25m$ 인 치차는 Fig. 7(b)의 점 E(pair E)의 값이다.

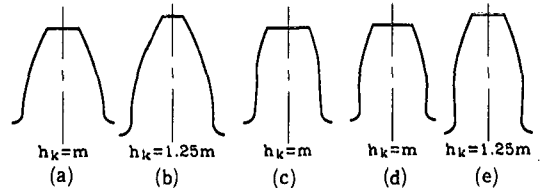


Fig. 8 Comparison of tooth profiles for experimental process  
 $h_a = m, h_a = 1.25m, h_a = m, h_a = 1.25m$   
 (a) pair A (b) pair B (c) pair C (d) pair C (e) pair E

Table 2 Dimensions of gears for experimental process

tooth profile	involute		cycloid	combined	
	Pair A	Pair B	Pair C	Pair D	Pair E
module $m$	1				
addendum $h_a$	$m$	1.25 $m$	$m$	$m$	1.25 $m$
dedendum $h_f$	1.25 $m$	1.5625 $m$	1.25	1.25 $m$	1.5625 $m$
number of teeth $Z_1/Z_2$	33/33				
diameter of standard pitch circle $D$	33 mm				
diameter of addendum circle $D_t$	35 mm	35.5 mm	35 mm	35 mm	35.5 mm
fillet radius $r$	0.25 mm				
backlash	0				
pressure angle $\alpha$	20°		—	13°	
radius of rolling circle $a$	—		5 mm	8mm	
face width $F$	3 mm				
contact ratio $\varepsilon$	1.674	2.031	1.815	2.177	2.518
Material	brass				
finishing teeth	NC Wire Cutting Machine (model : MAGNIX-Brother)				

실험용 치차는 치형부분의 정밀도를 높이기 위해 컴퓨터프로그램에서 생성시킨 치형의 데이터를 이용하여 NC Wire Cutting Machine의 프로그램을 작성해야 가공하였다.

4.2 실험장치와 측정기기 및 실험방법

치차의 소음레벨측정을 위해 실험장치와 측정기기를 Fig. 9와 같이 구성하였다. 실험장치는 치차 열의 중심거리를 정확히 맞추기 위해 마이크로미터(micrometer)를 부착하였고 치차의 축방향 진동을 방지하기 위해 니들베어링(needle bearing)으로 지지하였다. 치차의 소음레벨과 파형을 측정하고 분석하기 위해 B&K의 마이크로폰(microphone)과 FFT 분석기(fast fourier transform analyzer)를 사용하였다.

무향실(anechoic room)은 유리섬유(32 kg/m<sup>3</sup>)의 흡음재, 흡음층, 그리고 부차흡층으로 구성된 철골·플로팅타입구조이다. 무향실내의 유효크기는 6.3(W)×4.3(D)×5.7(H)m이다. 그리고 실내온도와 습도설정조건은 20℃±1℃와 55%±5%이다. 무향실의 암소음은 약 11 dB이고 차단주파수는 63 Hz이다.

치차의 소음레벨을 측정하기 위해 실험장치와 마이크로폰을 무향실내에 설치하고 마이크로폰을 FFT 분석기의 채널 A에 연결한다.

각 실험용 치차에 대해 다음과 같은 순서로 소음레벨을 측정한다.

(1) 실험용 치차가 평행하도록 실험장치에 설치한다. 실험장치에 부착된 마이크로미터를 이용하여 중심거리를 정확하게 맞춘다.

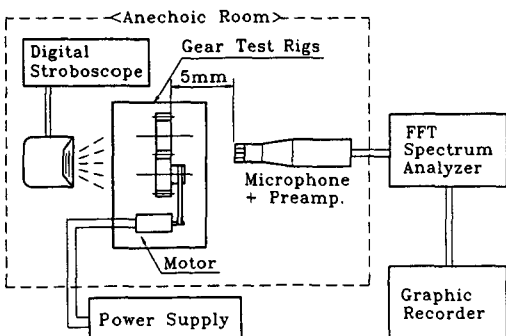


Fig. 9 Block diagram for the measurement process of gear noise

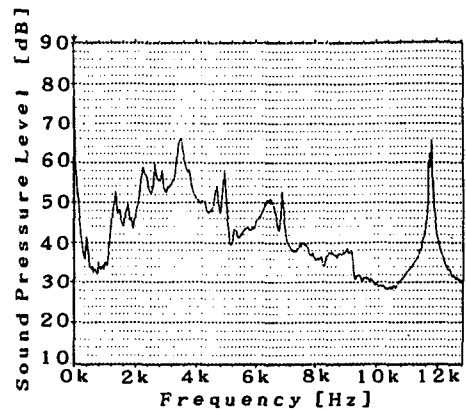
(2) 실험장치를 무향실내의 시험대위에 설치한다. 마이크로폰은 두 치차가 맞물리는 점에서 전방 5mm 떨어진 위치에 설치한다.

(3) Motor에 전원을 연결한다. 치차에 Reflection Mark를 부착하고 동력장치(power supply)의 전압을 조정하여 비접촉식 디지털 스트로보스코프(digital stroboscope)로 원하는 회전수로 고정시킨다.

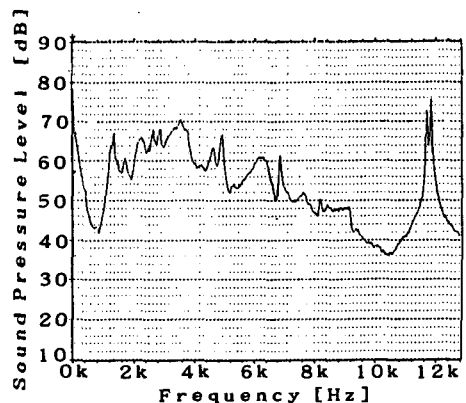
(4) 치차가 원하는 회전수로 회전하는 동안 FFT 분석기를 이용하여 소음레벨과 소음파형을 그래픽레코더(graphic recorder)로 출력한다.

4.3 실험결과

합성치형을 이용하여 설계한 치차의 소음저감 성능을 확인하고 치차의 소음레벨과 주파수특성을 비교하기 위해 실험용 인벌류트치차, 사이클로이드치



(a) noise spectrum at 1180 rpm



(b) noise spectrum at 2315 rpm

Fig. 10 Noise spectrum of combined profile gears(pair D)



Table 3 Noise level of measurement

frequency span		12.8 kHz			
items		total level		average level	
rotational speed of gear[rpm]		1180	2315	1180	2315
meshing frequency [Hz]		649	1273.25	649	1273.25
involute	Pair A	81.7dB	88.9dB	46.6dB	55.5dB
	Pair B	81.4dB	87.6dB	45.8dB	54.2dB
cycloid	Pair C	81.1dB	87.2dB	45.0dB	53.8dB
combined	Pair D	80.1dB	86.4dB	43.2dB	52.8dB
	Pair E	78.8dB	85.7dB	40.4dB	50.1dB

차, 그리고 합성치형치차에 대하여 마이크로폰과 FFT를 이용하여 치차의 회전수가 1180 rpm과 2315 rpm인 경우에 소음레벨을 측정하였다.

Fig. 10은 FFT를 이용하여 측정한 합성치형치차의 소음레벨과 파형을 그래피코더로 출력한 것이다. 실험용 치차의 소음레벨을 측정한 결과는 Table 3과 같다.

인벌류트치차인 Pair A( $h_k=m$ )인 Pair B( $h_k=1.25m$ )의 소음레벨을 비교하면 1180 rpm에서는 Pair B의 소음레벨이 약 0.4dB 낮고 2315 rpm에서는 약 1.3dB 낮은 결과를 얻었다.

합성치형치차인 Pair D( $h_k=m$ )와 Pair E( $h_k=1.25m$ )의 소음레벨을 비교하면 1180 rpm에서는 Pair E의 소음레벨이 약 1.3dB 낮고 2315 rpm에서는 약 0.7dB 낮은 결과를 얻었다.

그러므로 동일한 치형으로 설계한 치차의 경우 이높이가 높은 치차의 소음레벨이 낮은 것을 알 수 있다. 이높이를 높게 하면 물림률과 치의 유연성이 증가하기 때문이다. 그러므로 치차의 소음을 감소시키기 위해서는 물림률을 크게 설계하는 것이 유리하다.

이끝높이  $h_k=m$ 인 인벌류트치차 Pair A와 합성치형치차 Pair D의 소음레벨을 비교하면, 합성치형치차인 Pair D의 소음레벨이 1180 rpm에서는 약 1.6dB 낮고 2315 rpm에서는 약 2.5dB 낮은 결과를 얻었다.

이끝높이  $h_k=1.25m$ 인 인벌류트치차 Pair B와 합성치형 치차 Pair E의 소음레벨을 비교하면, 합성치형치차인 Pair E의 소음레벨이 1180 rpm에서는 약 2.6dB 낮고 2315 rpm에서는 약 1.9dB 낮은 결과를 얻었다.

#### 4.4 실험결과의 분석 및 고찰

치차가 1180 rpm으로 회전할때 물림주파수는 6

49 Hz이고 2315 rpm으로 회전할 때는 1273.25 Hz이다. 치차의 소음파형은 물림주파수와 그의 고차 조화주파수, 그리고 계의 고유진동수에서 peak noise가 나타나야 한다. 그러나 본 실험결과의 소음파형에서는 물림주파수의 특성이 정확하게 나타나지 않았다.

실험결과의 소음파형에서 물림주파수의 특성이 정확하게 나타나지 않은 원인을 다음과 같이 요약할 수 있다.

(1) 실험용 치차가 작기 때문에 모터, 벨트, 실험장치에 의해 발생하는 소음의 영향을 많이 받는다. 즉 치차의 물림에 의한 주파수특성이 정확하게 나타나지 않는다.

(2) 모터와 벨트에 의해 발생하는 회전수 변동에 의한 치차의 불규칙적인 물림이 발생한다. 치차의 회전수는 모터에 연결된 동력장치의 전압을 조정하여 디지털 스트로보스코프로 정확하게 맞춘다. 그러나 모터에 공급되는 전원이 직류이고 회전을 전달하는 벨트에 의해 회전수의 변동이 발생된다.

## 5. 결 론

(1) 합성치형을 유효치형으로 하여 저소음 치차를 설계하였고 치차의 소음이 다른치형의 치차에 비하여 감소하였음을 확인하였다.

(2) 고치( $h_k=1.25m$ )의 경우가 표준치차( $h_k=m$ )인 치차보다 소음이 적다.

(3) 동일한 조건하에서 소음발생이 많은 순서는 인벌류트치차, 사이클로이드치차, 합성치차의 순이다.

## 참고문헌

(1) Opitz, H., 1968, "Noise of Gears," Philosophi-

- cal Transactions of the Royal Society, Vol. 263, pp. 369~381.
- (2) Attia, A.Y., 1969, "Noise of Involute Helical Gears," Transactions of the ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 91, No. 1, pp. 165~171.
- (3) Welbourn, D.B, 1979, "Fundamental Knowledge of Gear Noise-A Survey," Conference on 'Noise and Vibrations of Engines and Transmissions' Cranfield Institute of Technology 10.
- (4) William, S. Rouverol, 1979, "Maximum-Conjugacy Gearing," Power Transmission Design, pp. 49~54.
- (5) William, S. Rouverol, 渡邊慶人 譯, 1982, "MC(Maximum-Conjugacy) 齒車," 機械設計, 26권, 3호, pp. 51~56.
- (6) 會田俊夫, 佐藤進, 昭和 50, "齒車の振動・騒音の防止方法に關する研究," 日本機械學會論文集, 41권, 345호, pp. 1597~1631.
- (7) Yoshio Terauchi, Hiromasa Nadano, and Minoru Nohara, 1982, "On the Effect of the Tooth Profile Modification on the Dynamic Load and the Sound Level of the Spur Gear," Bulletin of the JSME, Vol. 25, No. 207, pp. 1471~1481.
- (8) Yoshio Terauchi, Hiromasa Nadano, and Minoru Nohara, 1982, "On Design and Performance of Involute-Cycloid Composite Tooth Profile Gear," Bulletin of the JSME, Vol. 25, No. 199, pp. 118~126.
- (9) Yoshio Terauchi, Hiromasa Nadano, and Minoru Nohara, 1982, "On Surface Durability of Involute-Cycloid Composite Tooth Profile Gear," Bulletin of the JSME, Vol. 25, No. 202, pp. 687~695.
- (10) Lin, H-H., Huston, R.L. and Coy, J.J., 1988, "On Dynamic Loads in Parallel Shaft Transmissions: Part I-Modelling and Analysis, Part II -Parameter Study," Transactions of the ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 110, pp. 221~229.
- (11) Elkholy, A.H., 1985, "Tooth Load Sharing in High-Contact Ration Spur Gears," Transactions of the ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 107, pp. 11~16.
- (12) 최부희, 1988, "인벌류우트-원호 합성치형기어의 진동 및 소음에 관한 실험적 연구", 건국대학교 석사학위논문.