

## 원통형 워기어의 정적 이뿌리 변형률 및 전달오차 측정

이 동 환\* · 천 길 정\*\*  
(1998년 12월 30일 접수)

### Measurement of Static Tooth Fillet Strain and Transmission Error of a Cylindrical Worm Gear

Lee Dong-Hwan and Cheon Gill-Jeong

Key Words : Worm Gear(워기어), Tooth Fillet Strain(이뿌리 변형률), Transmission Error  
(전달오차)

#### Abstract

Using a cylindrical worm gear under the actual condition of static loading, tooth fillet strains and transmission errors have been measured. The maximum strain occurs on the fillet region of the center of the 1st mating tooth. Tooth fillet strain changes most sensitively according to the variations of the center distance and recess side eccentricity than the access side eccentricity. Even the no-backlash worm gear shows the transmission errors.

#### 1. 서 론

기어는 효율적인 동력전달 수행 기계요소로서 거의 모든 기계에 사용되는데, 그 수요가 매우 다양하고 응용 범위가 높다. 그중에서도 워기어는 한번의 감속으로 높은 감속비를 얻을 수 있고 큰 동력을 전달할 수 있으며 소음이 적기 때문에, 여러 분야에서 광범위하게 이용되고 있다. 각종 기계 장치가 갈수록 정밀화, 다기능화 해지고 있기 때문에 워기어에 대한 수요는 더한층 늘어날 것으로 전망된다. 특히 자유곡면 가공을 위한 다축 공작기계의 경우, 주축 헤드의 인덱싱 분해능이 가공 정밀도에 큰영향을 미치기 때문에, 인덱싱 분해능은 갈수록 정밀해지고 있는 추세이며, 이를 위해서는 특수한 구조의 노백래쉬용 워 감속기를 채용한다.

그런데 워기어의 경우 그 작동 원리상 축방향 하중이 발생하고 워축에 굽힘하중이 작용되며 워와 워휠이 직교하기 때문에, 이로 인하여 미세한 조립오차 등에 의해서도 심각한 문제들이 발생할 수 있다. 그동안 많은 연구자들에 의해 다양한 워기어의 기하학적 특성과 접촉상태 개선에 관한 연구가 수행 되었다. 이접촉 영역에서의 최소틈새와 윤활유 압력을 분석 하거나,<sup>(1,2)</sup> 새로운 워기어 치형에 관한 연구,<sup>(3,4)</sup> 원통형과 장고형에서의 치형 방정식 및 접촉선 해석,<sup>(5~9)</sup> 이의 강성과 부하용량 계산 및 이들 사이의 부하 분배율 계산,<sup>(10~13)</sup> 체적 최소화를 위한 설계프로그램 개발<sup>(14)</sup>에 관한 연구들이 주로 수행되었다. 특히 워기어의 접촉 상태와 부하 분배 상태를 실험적으로 확인한 연구 결과는 극히 드문데, Greening 등이<sup>(10)</sup> 다중나사 장고형 워기어를 대상으로 맞물리는 여러개의 워휠 이뿌리부의 변형률을 측정하여 이들의 상대적 위치에 따른 부하의 크기를 분석 비교하였으나, 다중 워의 이를 그대로 이용하지 않고 워휠 이 위치마다 한 개씩만의 워 이만이 남도록 각각 별도로 워를 가

\* 회원, 원광대학교 대학원

\*\* 회원, 원광대학교 기계공학부

공하여 실험을 수행하였기 때문에, 여러개의 이쌍들이 동시에 물림을 이루는 실제 상황과는 차이가 많을 것으로 판단된다. Winter 등은<sup>(11)</sup> 이의 물림에 의한 마찰계수를 측정하였는데, 실제 워기어를 이용하지 않고 등가의 원판을 이용하여 실험을 수행하였다. Sudoh 등은<sup>(13)</sup> 조립오차에 따른 이 접촉 영역과 응력 분포를 홀로그래피 기법을 이용하여 측정 분석하였는데, 금속이 아닌 복합재로 기어 물체를 가공하여 사용 하였다. 실제 상태와 동일한 조건에서 이 변형률을 측정하는 실험에 의해 이폭 방향에 걸친 부하 분배 상태와 이들간의 부하 분배율을 분석하고 강성을 평가한 연구 결과나, 전달오차를 측정함으로써 워기어의 인택성 정밀도를 평가한 연구 결과는 아직까지 발표 되고 있지 않다.

따라서 본 연구에서는 실제와 동일한 맞물림 조건을 갖는 워기어를 대상으로, 이뿌리부의 변형률을 측정한 데이터에 의해, 맞물리는 여러 개의 이들 간의 실제 부하 분배 상태와 이폭 방향 부하 분포 상태를 확인하고 강도를 평가하며, 전달오차를 실제 측정하여 워기어의 인택성 정밀도를 평가하였다.

## 2. 실험

### 2.1 실험 장치 및 방법

가공정밀도와 부하능력의 정확성을 확보하기 위하여 시판되는 워 감속기 세트를 구입하여 실험에 사용하였다. 실험에 이용된 워기어세트는 OTT사의 노백래쉬 워기어세트(9-09-1)로서, 제원은 Table 1과 동일하다.

Table 1 Dimensions of the worm gear.

	Worm	Worm wheel
No. of tooth (thread)	1	120
Outside diameter	63.2 mm	345 mm
Radius of base cylinder	24.6 mm	
Helix angle	2.911°	
Lead	8.77 mm	
Center distance	195 mm	

OTT사의 노백래쉬 워기어의 특징은, 노백래쉬를 실현하기 위하여 워이 두 쪽으로 분할 제작 되어 있으며, 워휠에 접촉하는 중앙부를 기준으로 양쪽에서 워휠과 접촉되도록 조립된다(Fig. 1, Fig. 2, Fig. 3).

이에 작용하는 하중과 변형률을 측정하기 위하여, 모두 6개의 워휠의 이뿌리부에 게이지길이

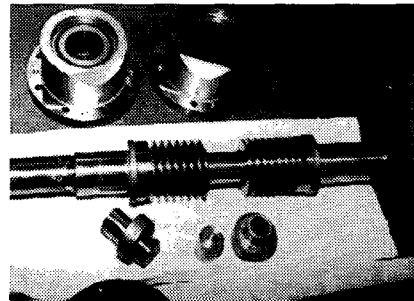


Fig. 1 Two pieces worm set.

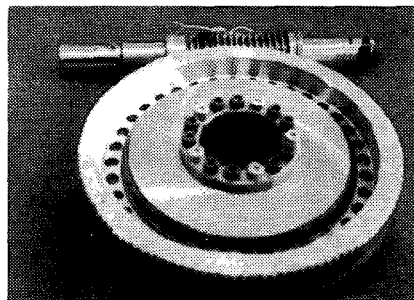


Fig. 2 Worm and wormwheel.

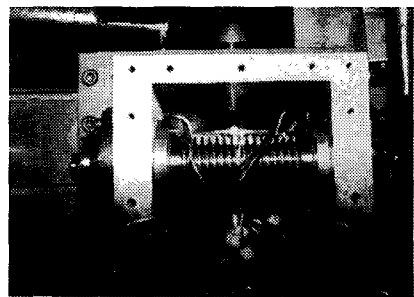
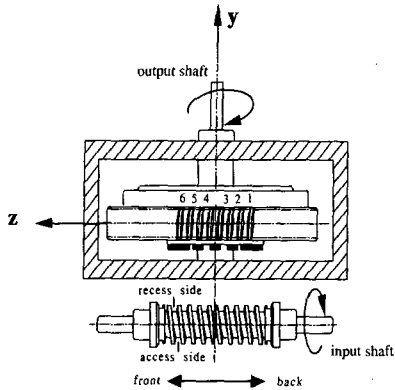
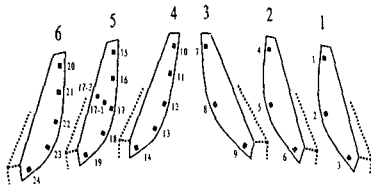


Fig. 3 Worm wheel and worm assembled in the housing.



(a) Tooth number



(b) Strainage number

Fig. 4 Schematic diagram showing the tooth number and the position of the strainage adhered on the wormwheel tooth.

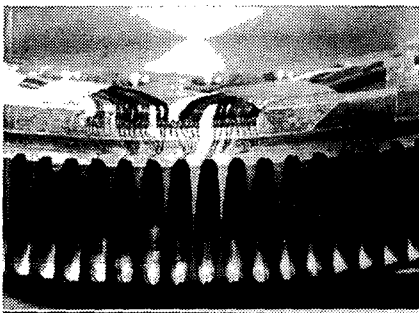


Fig. 5 Strainages and lead wire on the wormwheel.

0.2mm인 스트레인게이지(KYOWA: KFG-02- 120-C1-11N15C2)를 부착하였다.

Fig. 4와 Fig. 5는 웜휠의 이와 스트레인게이지 부착 위치를 보여주는 그림이다. 입력축에 가까운 이에서부터 앞쪽(+Z)으로 번호를 붙였다.

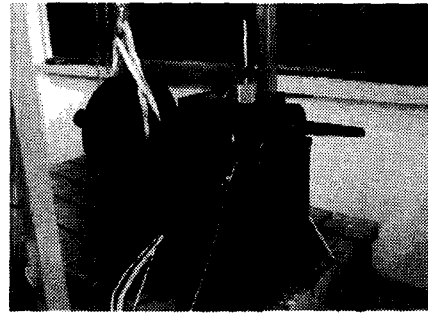


Fig. 6 Deadweight for static loading.

3번과 4번 사이의 이는 두 쪽으로 분할된 웜과 양쪽에서 밀착되기 때문에, 스트레인게이지를 부착하지 않았다. 웜이 제자리에서 정회전(C.W.)하면 웜휠의 물림은 6번 쪽 이에서 1번쪽 이로 진행된다.

입력축과 출력축에는 추를 설치하여 약 1500 N-m의 정적인 부하를 가하였다(Fig. 6). 스트레인 앰프(MM2310)에 의해 증폭된 신호는 A/D 보드(Strawberry)를 통하여 PC상에서 저장되고 처리된다.

웜기어에 부하가 가해질 때 웜이 반경방향으로 반력을 받고 그로 인하여 물림이 풀리는 쪽으로 웜이 휘어지기 때문에, 반경방향 처짐량을 측정하기 위해 깎센서(AEC MM5S)를 설치하였다.

웜기어의 주된 용도중의 하나인 인덱싱 작업이 정확히 수행되기 위해서는, 입력축의 회전각도와 출력축의 회전각도 사이에 정확히 감속비에 비례하는 관계가 있어야 하나, 대부분의 경우 이의 변형이나 백래쉬등에 의하여 전달오차가 발생한다. 노백래쉬를 실현시킬 수 있도록 설계된 웜기어 세트를 사용하였을 때, 노백래쉬 구조로 인하여 전달 오차가 없는지 실험적으로 검증하기 위하여, 입출력축에 엔코더(RSF DG150)를 설치하고 입력축을 정역전 방향으로 반복 회전시키면서 전달오차를 측정하였다.

2.2 실험 결과 및 고찰

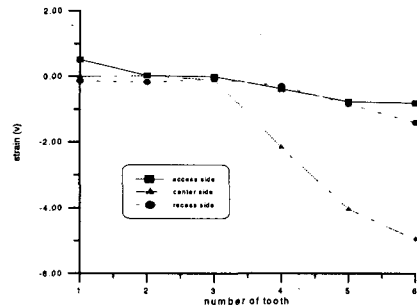
웜기어가 정상적으로 조립된 상태에서 추에 의해 정하중을 부과하고 웜휠 이뿌리부에 붙인 스트레인게이지를 통하여 측정된 변형률을 Fig. 7에 표시하였다. 변형률의 상대적인 비교만을 위해서, 앰프에서의 출력값(V)을 그대로 도시 하였다. 이의

위치에 따른 차이를 보여주는 결과가 Fig. 7(a)이다. 물림의 대칭위치에 있는 이를 경계로하여, 물림이 시작되는 앞쪽에 있는 이들에서는 높은 변형률이 검출되는데 반하여, 물림이 끝나는 뒤쪽에 있는 이들에서는 변형률이 거의 0에 가깝다. 작용부 하와 이의 변형을 고려하지 않은 해석 결과에서는, 기하학적 접촉 조건만이 고려된 탓에 접촉을 이루는 이들이 중심선을 경계로 대칭적으로 분포되는데 비해, 실험에 사용된 기어는 노백래쉬용 기어이고 작용 부하가 출력축을 통하여 회전에 저항하기 때문에, 워휠 이의 앞쪽에서 접촉을 이루는 이들(4, 5, 6 번)에서는 강한 접촉이 이루어지지만, 뒤쪽(1, 2, 3 번) 이들은 접촉이 풀리는 방향으로 부하가 작용하기 때문에, 앞쪽 이들에서만 변형률이 검출되는 것으로 판단된다. 이러한 경향은 노백래쉬 기어가 아닌 표준 워기어의 경우에도 동일할 것으로 추정된다.

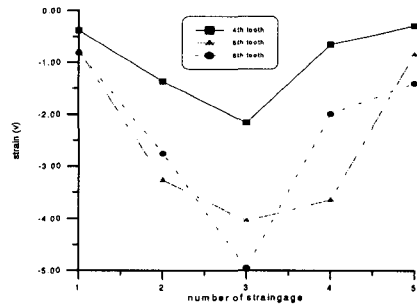
앞쪽 제일 처음 이의 변형률이 가장 크고 뒤쪽으로 갈수록 거의 직선적으로 감소한다. 워휠은 연속적으로 회전하여 위치가 변화하기 때문에 이의 부하상태가 변화하지만, 워는 제자리에서만 회전하기 때문에 앞쪽 제일 처음 물림이 이루어지는 이는 언제나 제일 큰 부하를 받게되고, 따라서 굽힘강도 면에서 제일 가혹한 조건하에 놓이게 될 것으로 판단 된다. 양방향으로 정역전을 반복하며 사용하는 경우에는 양끝의 이가 동일한 상황에 처하게 된다.

Fig. 7(b)는 앞쪽 세 개의 이의 이폭 방향으로의 변형률을 보여준다. 접근부나 후퇴부 보다 중앙부의 변형률이 4배 이상 크다. 이것은 해석결과에서와 마찬가지로, 전체 이폭중에서 접근부와 후퇴부에 해당하는 양쪽 끝에서는 물림이 이루어지지 않고, 주로 중앙부에서 강한 접촉이 이루어지기 때문인 것으로 추정된다. 접근부와 후퇴부의 변형률은 큰 차이 없이 거의 비슷한 크기를 보이고 있다. 중앙의 변형률은 제일 앞에 있는 6번 이의 값이 제일 크나, 그 양쪽 부위의 변형률은 두 번째인 5번 이의 값이 더 크며, 이가 받는 부하의 이폭방향 차이는 뒤쪽으로 갈수록 줄어든다. 따라서 물림이 처음 시작되는 위치의 첫 번째 이는 변형률도 최대이고, 작용부하가 중앙에 집중되어 있기 때문에 굽힘강도나 피팅강도 면에서 제일 가혹한 상태에 놓이게 될 것으로 판단된다. Fig. 7(c)는 4번 이 중앙부의 이높이 방향(17 → 17.1 → 17.2)으로의 변

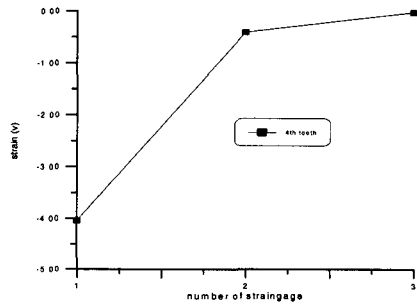
형률 변화를 보여준다. 이뿌리부의 변형률은 피치점 부근과 이끝 부근에서의 변형률에 비하여 현저히 크며, 이끝으로 갈수록 거의 지수적으로 감소한다. 이가 기초원통상에 고정된 외팔보의 형상이기 때문에 고정점에 해당하는 이뿌리부에서 최대의 굽힘변형이 발생하며, 따라서 굽힘강도는 이뿌리부에서의 변형률을 기준으로 검토하는 일반적인 경향의 타당성을 확인시켜준다.



(a) Strain along the direction of tooth position

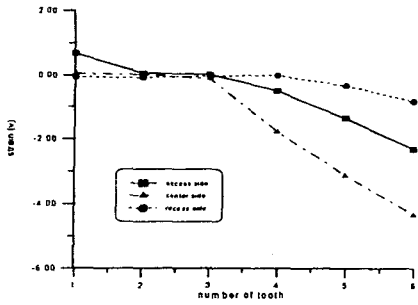


(b) Strain along the direction of tooth width

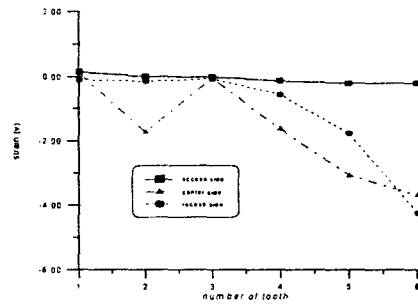


(c) Strain along the direction of tooth height

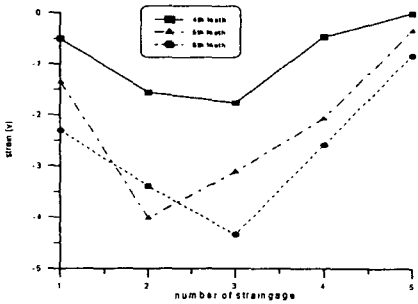
Fig. 7 Strain output of the tooth of normal condition.



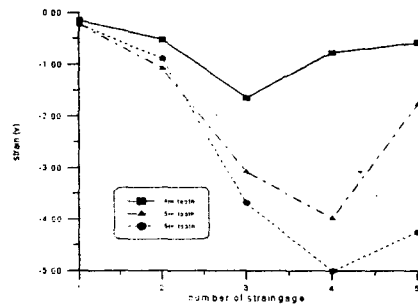
(a) strain along the direction of tooth position



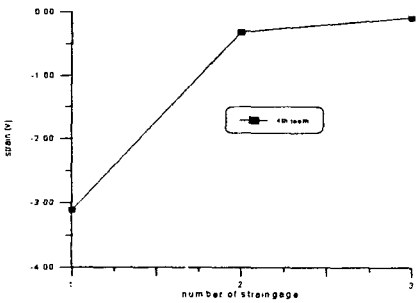
(a) strain along the direction of tooth position



(b) strain along the direction of tooth width



(b) strain along the direction of tooth width



(c) strain along the direction of tooth height

Fig. 8 Strain output of the tooth of increased center distance.

Fig. 8은 축간거리를 표준보다 1mm 더 증가시킨 경우의 변형률을 보여준다. 전체적인 경향은 표준 조립의 경우와 대체로 유사하나, 변형률의 크기가 미소하게 감소하고 접근부 쪽의 변형률은 현저히 증가하였다. 축간거리가 증가하여 접촉점이 이쪽 쪽으로 이동함으로써, 이의 강성은 줄어들고 굽힘모멘트는 증가하였기 때문인 것으로 추정된다.

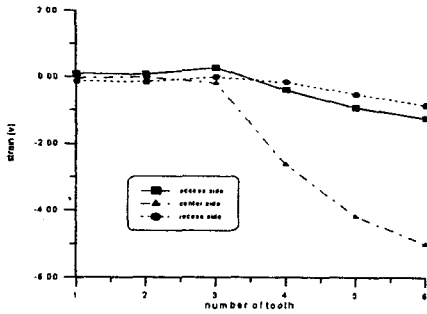
Fig. 9 Strain output of the tooth of recess side eccentricity.

Fig. 9는 표준조건과 같은 축간거리에서 뿔을 후퇴부쪽으로 0.5mm 편심 조립 시킨 상태에서 측정된 변형률을 보여준다.

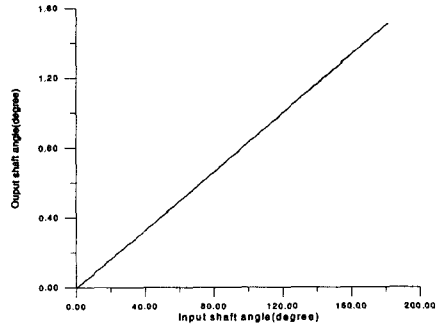
후퇴부쪽의 변형률이 현저히 증가하여 중앙부의 변형률보다도 크게 발생하나, 접근부쪽의 변형률은 거의 발생되지 않는다. 뿔이 후퇴부쪽으로 편심 조립됨으로써, 후퇴부쪽의 백래쉬는 감소되고 접근부쪽의 백래쉬는 증가하였기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 10은 표준조건과 같은 축간거리에서, 뿔을 접근부쪽으로 0.5mm 편심 조립 시켜 측정된 변형률을 보여주고 있다.

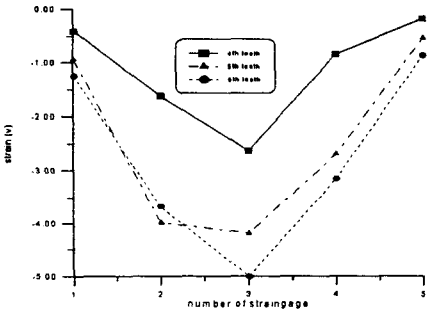
축간 거리를 증가시킨 경우나 후퇴부쪽으로 편심시킨 경우와는 달리, 정상조립된 경우와 거의 동일한 경향을 보이고 있다. 뿔이 조립시 접근부쪽 편심은 이물림 상태에 민감한 영향을 미치지 않는 것을 뜻한다. 이러한 측정 결과는, 앞쪽 접근부에서는 물림이 이루어지지 않으나 뒤쪽의 물림 위치는 거의 치꼭 끝까지 이루어지며 이의 위치에 별로 영향을 받지 않는 해석 결과와 일치한다.



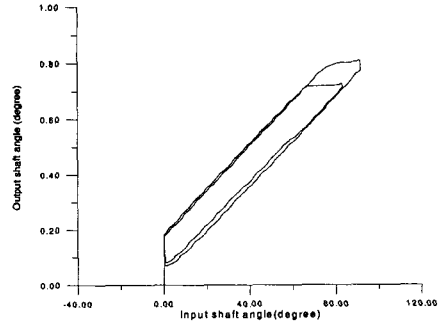
(a) Strain along the direction of tooth position



(a) No loading



(b) Strain along the direction of tooth width



(b) Loading

Fig. 10 Strain output of the tooth of access side eccentricity.

Fig. 11 Transmission error in no-loading and loading conditions.

이상에서 살펴본 바와 같이, 오른나사 워기어의 경우에는 접근부족으로의 편심은 치변형률에 별다른 영향을 미치지 않는 반면, 축간거리 변화와 후퇴부족으로의 편심은 치변형률에 현저한 영향을 미치므로, 워기어의 조립이나 고정하우징 설계시에 후퇴부족 이끝면을 기준면으로 설정해야 할 것으로 판단된다.

정적인 부하가 적용되는 상태에서 측정된 워의 반경방향 처짐량은 수  $\mu\text{m}$  정도로서 이의 맞물림 조건에는 거의 영향을 미치지 않았다.

Fig. 11(a)와 (b)는 각각 무부하와 부하 상태에서 측정된 전달오차를 보여주고 있다. 무부하의 경우에는 역전시에도 히스테리시스 현상을 보이지 않는 반면, 부하가 가해진 경우에는 부하에 비례하는 히스테리시스 현상을 보인다. 부하가 가해진 경우 입력축의 각도가 변화하는데도 출력축의 각도는 화하지 않는 수평 직선은 이의 변형에 의한 백래쉬 때문이며, 입력축의 각도는 변화가 없는데

도 출력축의 각도가 변화하는 수직선은 출력축에 가해진 토크에 의한 출력축의 비틀림 변형에 기인하는 것으로 추정된다. 또한 일방향 회전의 경우에도 무부하나 부하의 모든 경우에서, 곧은 직선이 아닌 파형의 리플이  $6^\circ$  간격으로 관측되는데, 이것은 연속적인 이의 접근과 후퇴에 기인하는 물림률 변화 때문인 것으로 추정된다. 따라서 노백래쉬 기어를 이용한다 하더라도, 정역전을 반복하는 경우 완벽한 노백래쉬는 실현 불가능한 것으로 판단되며, 정확한 인덱싱을 위해서는 출력축에 별도의 엔코더를 부착하여 피드백제어(feedback control)를 해야만 할 것으로 판단된다.

### 3. 결론

적은 체적으로 높은 감속비를 얻을 수 있고 정속한 운전이 가능하여 동력전달과 인덱싱에 이용

되는 웜기어를 대상으로, 이뿌리 변형률과 전달오차를 측정하는 실험을 수행하였으며 이에 의해 다음과 같은 사실을 확인하였다.

(1) 정적부하가 작용되는 상태에서의 이 접촉은, 출력축의 부하가 가깝게 작용되는 앞쪽 이들에서 주로 발생되며, 뒤쪽 이들의 접촉과 변형률은 거의 '0'에 가깝다.

(2) 이쪽 방향의 변형률은 중앙부에서 제일 크고 양쪽에서 제일 작으며 거의 직선적으로 감소한다.

(3) 이높이 방향의 변형률은 이뿌리부에서 제일 크고 이끝쪽으로 갈수록 지수적으로 감소한다.

(4) 축간거리가 정상조립 조건보다 증가할 때, 접근부쪽 변형률이 현저히 증가하고 민감한 변화를 보인다.

(5) 웜이 후퇴부쪽으로 편심되어 조립될 경우에, 이의 후퇴부쪽 변형률이 현저히 증가하며 접근부쪽 변형률은 거의 발생되지 않는다.

(6) 웜이 접근부쪽으로 편심되어 조립될 경우에는 정상조립의 경우와 큰 차이가 나타나지 않는다.

(7) 정역전의 경우 뿐만 아니라 일방향 회전의 경우에도, 이의 변형과 축의 비틀림 변형 및 물림률 변화 등에 기인하는 전달오차가 발생하며, 따라서 노백래쉬 웜기어를 사용하는 경우에도 정확한 인덱싱을 위해서는 입출력축 모두에 엔코더를 설치하여 되먹임제어를 해야만 한다.

### 감사의 글

이 논문은 1997년 한국학술진흥재단의 기계공학 분야 학술연구조성비의 지원에 의하여 수행되었습

### 참 고 문 헌

- (1) Yuan, Q., Sun, D. C. and Brewe, D. E., 1998, "Study of Hybrid Lubrication at the Tooth Contact of a Wormgear Transmission: Part 1-Formulation and Analysis," *J. of Tribology*, Vol. 120, pp. 103~111.
- (2) Yuan, Q., Sun, D. C. and Brewe, D. E., 1998, "Study of Hybrid Lubrication at the Tooth Contact of a Wormgear Transmission: Part 2- Results and Discussion," *J. of Tribology*, Vol. 120, pp. 112~118.
- (3) Cetim, M. O., 1988, "A New Method for Designing Worm-Gear," *AGMA Technical Paper 88FTM6*, AGMA
- (4) Simon, V., 1994, "A New Worm Gear Drive with Ground Double Arc Profile," *Mech. Mach. Theory*, Vol. 29, No. 3, pp. 407~414.
- (5) Litvin, F. L. and Kin, V., 1992, "Computerized Simulation of Meshing and Bearing Contact for Single-Enveloping Worm-Gear Drives," *J. of Mechanical Design*, Vol. 114, pp. 313~316.
- (6) Litvin, F. L. and Hsiao, C. L., 1993, "Computerized Simulation of Meshing and Contact of Enveloping Gear Tooth Surfaces," *Computer Methods in Appl. Mecha. and eng.*, Vol. 102, pp. 337~366.
- (7) Yuan, Q., Sun, D. C. and Brewe, D. E., 1996, "Effect of Worm Gear Geometry on its Contact Properties," *Tribology Transaction*, Vol. 39, pp. 139~147.
- (8) Litvin, F. L., 1988, "Theory of Gearing," *NASA Technical Report 88-C-035*, NASA.
- (9) Litvin, F. L., 1994, *Gear Geometry and Applied Theory*, Prentice-Hall, NJ.
- (10) Greening, J. H., Barlow, R. J. and Loveless, W. G., 1980, "Load sharing on the Teeth of Double Enveloping Worm Gear," *ASME Technical Paper 80-C2/DET-43*.
- (11) Winter, H. and Wilkesmann, H., 1981, "Calculation of Cylindrical Worm Gear Drives of Different Tooth Profiles," *J. of Mechanical Design*, Vol. 103, pp. 73~82.
- (12) Simon, V., 1993, "Load Distribution in Double Enveloping Worm Gears," *J. of Mechanical Design*, Vol. 115, pp. 496~501.
- (13) Sudoh, K., Tanaka, Y., Matsumoto, S. and Tozaki, Y., 1996, "Load Distribution Analysis Method for Cylindrical Worm Gear teeth," *JSME Int. J. Series C*, Vol. 39, No. 3, pp. 606~613.
- (14) 정태형, 백재협, 1997, "웜기어의 강도평가 및 설계시스템 개발에 관한 연구," *한국자동차공학회 논문집*, 제5권 제 1호, pp. 207~216.