

◆ 특집 ◆ 직선·회전모터 구동 이송·회전체 연구 II

고속회전용 기어의 전달오차 예측 및 측정에 관한 연구

A Study on the Prediction and Measurement of Transmission Error for High Speed Gear

손유선¹, 배효제¹, 탁성훈¹, 장기¹, 류성기²
Yusun Son¹, Hyoje Bae¹, Sunghoon Tak¹, Qi Zhang¹ and 류성기²

1 경상대학교 대학원 기계항공공학부 (School of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang Nati. Univ.)

2 경상대학교 기계항공공학부 (School of Mechanical & Aerospace Engineering, Gyeongsang Nati. Univ.)

✉ Corresponding author: sklyu@gnu.ac.kr, Tel: 055-751-6072

Key Words: Gear (기어), Transmission Error (전달오차), Noise and Vibration (소음/진동), LDP (하중분포프로그램), Tooth Modification (치형수정)

기호설명

n = Number of teeth

N = RPM

f_m = Mesh frequency

f_s = Shaft frequency

1. 서론

기어는 자동차, 항공기, 선박 등 많은 기계산업 분야에서 동력전달의 핵심 역할을 담당하고 있다. 또한 최근 풍력발전기의 수요가 폭증함에 따라 그 관심이 점점 커지고 있다. 하지만 기어가 동력을 전달 할 때 발생하는 소음진동은 장비의 효율과 수명에 직접적인 영향을 미치기 때문에 이를 줄이는 것이 많은 이들의 관심사이다. 특히 전달오차가 기어 소음진동의 주요 가진원인은 널리 알려진 사실로 수많은 기업과 연구자들이 이를 줄이고 예측하기 위해 연구비와 시간을 많이 투자하고 있다. 전달오차에 대한 개념을 처음 정립한 사람은 Harris, S. L.¹ 로써 그는 기어 소음의 세가지 내부 요인인 가공오차, 치강성에 의한 소음, 접촉 손실에 의한 치강성의 비선형성에 대해 연구를 하였다.

특히 그는 Harris map 이라고 불리는 일련의 전달오차곡선의 누적그래프를 개발하여 저속에서 평기어의 운동은 일련의 정적 전달 오차 곡선으로 나타낼 수 있음을 보였다. Smith, J. D.² 는 '전달오차는 두 기어가 맞물려 돌아갈 때 발생하는 이론적 회전각도와 실제 회전각도의 차이에 의해 발생한다.' 라고 정의하였고 그 뿐만 아니라 다양한 전달오차 측정방법을 개발하였고 그의 연구는 아직까지 전달오차 연구의 교과서적 역할을 하고 있다. 그리고 Mark, W. D.^{3,4} 는 정적 전달오차를 수식으로 표현하고 이를 이용해 기어 전달오차 스펙트럼을 분석하고 그 원인을 예측하였다. Walker, H.^{5,6} 는 Profile relief 와 같은 치형수정의 개념을 이론적으로 정립하고 치형수정량은 최대하중일 때 두개의 이의 통합 변형량과 같아야 한다고 제안했고 그 후 Niemann, G.와 Baethge, J.^{7,8} 에 의해 아주 제한적으로나마 최초로 long relief와 short relief의 개념이 소개되었다. Munro, R. G.⁹ 는 치형수정이 전달오차에 미치는 영향을 여러가지 모델과 실험으로 증명하였고 Profile relief 에 대한 개념을 체계화시켰다. 지금은 앞선 연구자들의 연구와 새로운 공학용 소프트웨어의 발달에 힘입어 Houser, D. R.¹⁰⁻¹² 과 같은 많은 연구자들이 다양한 기어에 대한 정적 및 동적

전달오차에 관한 새로운 시뮬레이션 모델을 개발하고 또한 기존 모델의 성능을 개선시키고 있다.

기어의 전달오차는 작용하중에 따라 적절히 이의 프로파일과 리드를 수정하여 이 접촉 패턴을 바꿈으로써 그 발생량을 크게 줄일 수 있다. 따라서 본 논문에서는 몇 가지 치형에 따른 전달오차를 미리 예측하고 그 결과를 실제 실험값과 비교하여 그 타당성을 검증하고 최적 치형을 찾는 방법론을 다루었다.

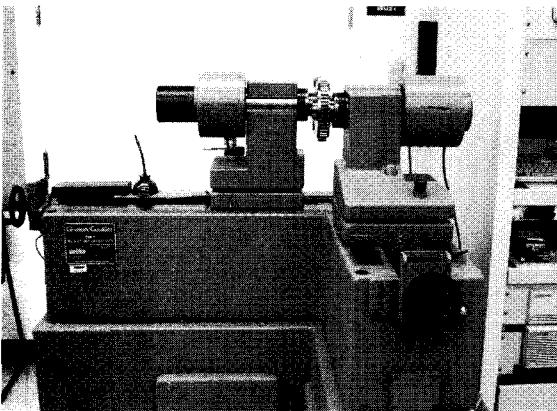


Fig. 1 Gleason/goulder single flank gear tester

적 형상을 마이크로 단위로 측정 할 수 있고, 측정할 수 있는 최대 크기는 지름 255mm, 축 길이 393mm 이다.

$$f_m = n \cdot f_s \quad (1)$$

$$f_s = \frac{N}{60} \quad (2)$$

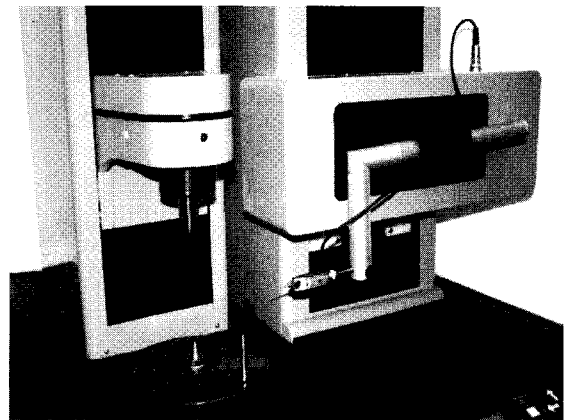


Fig. 2 Gear coordinate measurement machine

2. 실험 장비 및 시험 시편

2.1 실험 장비

2.1.1 측정장비

1) Gleason/goulder single flank gear tester

기어 쌍의 전달오차 측정은 Fig. 1 의 Gleason/goulder single flank gear tester 를 사용하여 측정하였다. 이 실험장비는 평행 축 기어의 Static T.E. 측정을 위한 용도로써 축간 거리조정이 가능하고 축의 정렬오차는 조절이 불가능하다. 각 기어의 구동은 피니언 스프indle에 연결된 피니언 모터에 의해 이루어지고 기어 스프indle에 연결된 기어모터와 댐퍼에 의해 상대 토크가 입력된다. 그리고 기어 구동 시 발생하는 피니언과 기어의 위상차를 인코더를 이용해 기록한다.

2) Gear coordinate measurement machine

전달오차를 측정하기 전 Fig. 2 의 측정장비를 사용하여 기어의 리드와 프로파일 그리고 3 차원 형상을 측정하였고 이 데이터는 나중 LDP 를 이용한 기어의 하중 분포와 전달오차를 계산할 때 이용되었다. 이 장비는 기어와 기어 커터의 기하학

2.1.2 분석장비

1) Rotec RAS

기어 테스터에서 취득한 데이터를 Rotec RAS 를 이용하여 분석하였다. 로텍 소프트웨어는 데이터 취득 및 분석 프로그램으로써 취득한 데이터를 시간 및 각도, 속도의 함수로 나타내 주고 FFT(Fast Fourier Transform)를 이용해 시간의 함수인 전달오차 그래프를 주파수 및 차수(Order)의 함수로 변환시켜준다. 주파수 분석법은 기어시스템의 진동소음 분석을 위해 가장 널리 사용되고 있다.

일반적으로 진동신호는 매우 불규칙하고 복잡한 파형을 가지고 있기 때문에 이를 해석하기 위한 필터링 작업이나 주파수 분석 작업이 요구된다. 디지털 분석법이 개발되지 않은 옛날에는 아날로그 필터를 사용해 진동소음 곡선을 주파수 별로 나누어 분석했기 때문에 분석 시간이 길고 상대적으로 비효율적인 단점이 있다. 반면 디지털 방식은 분석속도가 빠를 뿐만 아니라 더 조밀한 주파수 대역으로 분석을 할 수 있기 때문에 아주 쉽게 Mesh harmonic 의 Sideband 를 식별 할 수 있다. 특히 기어박스과 같은 복잡한 시스템을 분석함에 있

어 주파수 분석은 Shaft harmonic 과 Mesh harmonic sideband 를 분석하여 기어의 Mesh harmonic 이 시스템에 문제를 일으키는지 확인하고 가능한 문제의 요인들을 파악하는데 매우 유용하다.

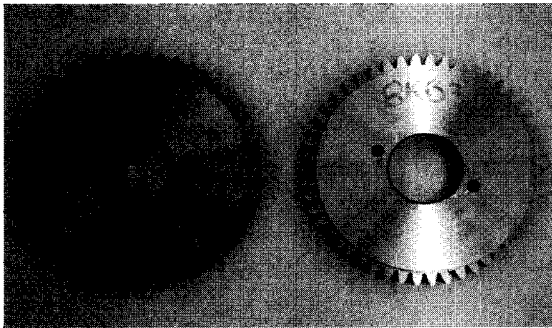


Fig. 3 Picture of test gears

Table 1 Specification of test gears

Pressure angle(deg)	20
Number of teeth	50
Module(mm)	3
Pitch dia.(mm)	150
Root dia.(mm)	142.5
Outside dia.(mm)	156
Base dia.(mm)	140.95
Face width(mm)	20

2.1.3 LDP

전달오차의 예측은 LDP(Load Distribution Program)를 이용하였다. LDP는 OSU Gear Lab에서 개발한 기어의 하중분포를 계산하는 소프트웨어로써 스퍼기어와 헬리컬기어의 전달오차, 하중분포, 이 뿌리응력, 접촉응력, 접촉온도, 치강성 등을 분석한다. 기존 유한요소모델을 이용한 방법에 비해 사용법이 매우 간단하고 빠른 해석이 가능하다. 또한 Micro-geometry 해석이 가능하고 외부로부터 치형측정 데이터를 직접 입력 가능하기 때문에 정확한 예측값을 얻을 수 있다. 기어 Macro-geometry는 기어 Detail geometry 나 Hob geometry 를 이용해 입력할 수 있고 Multi torque 입력이 가능하다. 기본적인 LDP 출력 값은 하중분포와 전달오차 곡선이고 이를 이용하여 Mesh stiffness, Contact length, 베어링 하중 등을 추가로 계산한다.

2.2 시험 시편

테스트 기어의 사진과 제원을 각각 Fig. 3 과 Table 1 에 나타냈다. 각 기어는 같은 Macro-geometry 를 가진 두쌍의 기어를 사용했고, 각 기어쌍에 0.006mm 및 0.012mm 의 Long relief를 주었다.

LDP – Flow Chart

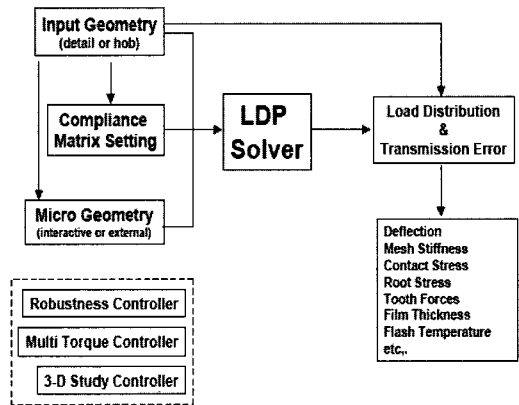


Fig. 4 LDP flow chart

3. 실험결과 및 고찰

3.1 전달오차 실험결과

전달오차 실험결과를 Fig. 5 와 Fig. 6 에 각각 나타냈다. Fig. 5(a)는 Run-out 성분이 포함된 전체 전달오차곡선으로 이는 피니언과 기어의 20 회전에 대한 결과의 평균치를 1 회전으로 나타낸 그래프이다. 그래프의 x 축은 기어의 회전, y 축은 전달오차의 크기를 나타낸다. 이 그래프에 나타난 전달오차 곡선을 살펴보면 45 번째 치합에서 치 손상에 의한 불규칙한 피크가 발생한 것을 확인할 수 있지만 그 외 나머지 이에 대한 전달오차 곡선은 상당히 규칙적이고 전반적으로 사인파 형상을 하고 있다. 때문에 주파수 분석을 하지 않더라도 직관적으로 1 차 하모닉의 영향이 지배적일 것을 예상 할 수 있다. Fig. 5(b)는 전달오차곡선 중 Run-out 과 치 손상에 의한 오차성분을 제거한 후의 Short-term error 곡선이고 이 곡선은 기어 프로파일의 형상에 의한 전달오차 성분만을 나타낸다. 이 Short-term error 곡선을 FFT 해서 나온 결과가 Fig. 5(c)의 그래프이다. Fig. 5(c)를 보면 앞서 예상했던 바와 같이 1 차 하모닉의 크기가 지배적이고 나머지 2, 3, 4, 5 차 하모닉의 크기가 거의 0 에 가

까운 것을 확인 할 수 있다. 또한 Mesh harmonic 주위의 Sideband 와 Ghost noise 도 거의 찾아 볼 수가 없다.

Fig. 6(a) 기어쌍 B 의 모든 성분이 포함된 전달 오차 곡선이다. 기어 B 의 경우도 6 번 이에서 치 손상에 의한 영향이 발견되었고 나머지 치합은 규칙적인 것을 확인할 수 있다.

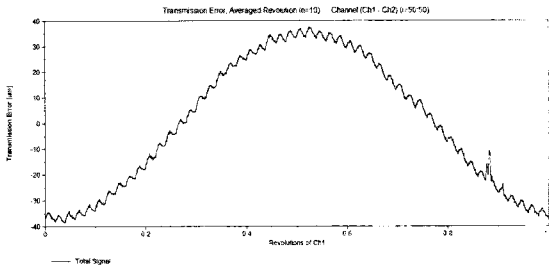


Fig. 5(a) Total transmission error trace of gear set A

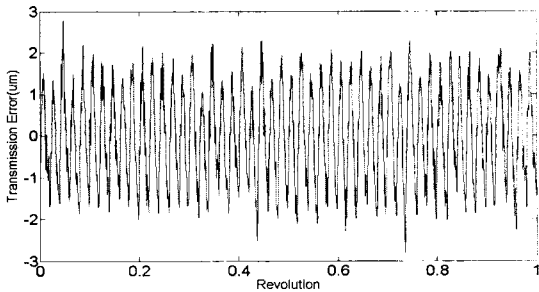


Fig. 5(b) T.E. trace of gear set A without run-out

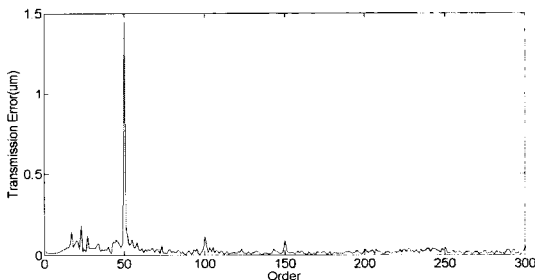


Fig. 5(c) T.E. spectrum gear set B

전달오차곡선의 형상을 살펴보면 사인파 보다 는 톱니형상에 가깝고 이는 기어쌍 A 의 결과와는 다르게 1 차 성분 이외에 2, 3, 4 차 성분 또한 상대적으로 클 것을 직감할 수 있다. Fig. 6(b) 역시 기어 프로파일의 영향만 포함된 전달오차 곡선이고 그에 대한 주파수 분석 결과가 Fig. 6(c)에 나타나

있다. 기어쌍 B 역시 Ghost Noise 나 Sideband 는 거의 찾아 볼 수 없고 Mesh harmonic 성분만이 지배적으로 나타나있다. 각 하모닉의 크기를 비교해보면 기어쌍 A 와는 달리 1 차성분 이외에도 2 차 성분의 크기가 상대적으로 큰 것을 확인할 수 있다.

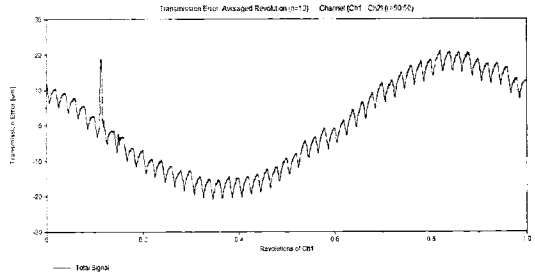


Fig. 6(a) Total transmission error trace of gear set A

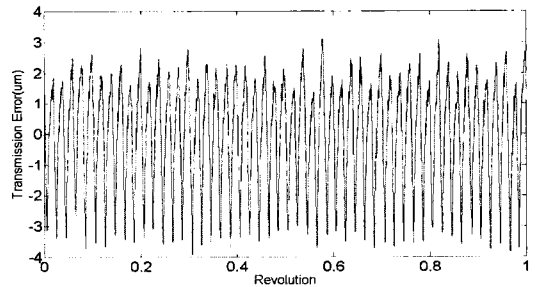


Fig. 6(b) T.E. trace of gear set B without run-out

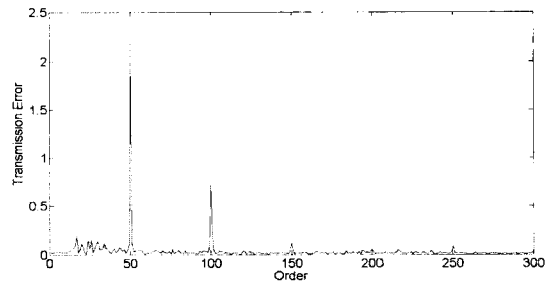


Fig. 6(c) T.E. spectrum of gear set B

3.2 전달오차 예측

LDP 를 이용해 기어의 전달 오차를 계산하기 위해 실험전 Fig. 2 의 측정장비에서 측정한 각 기어의 Micro-geometry 데이터를 입력하였고 입력된 데이터가 Fig. 7 과 Fig. 8 에 나타나 있다. 각 기어쌍에 각각 Lead crowning 과 Tip relief 를 실시한 흔적을 찾아 볼 수 있다. 본 논문에서는 기어의 정렬 오차는 고려하지 않았기 때문에 Tip relief 의 크기

만이 실험 및 연구 결과에 영향을 미친다.

그래프에 표시된 붉은 선은 M&M 장비를 통해 측정된 전체 치형 데이터이고 검은색 실선은 SAP 에서 EAP 구간의 데이터이고 실제 LDP 는 이 구간의 데이터만을 사용하여 전달오차 및 하중분포를 계산한다. Tip relief 의 크기는 기어쌍 A 는 0.006mm 기어쌍 B 는 0.012mm 이다.

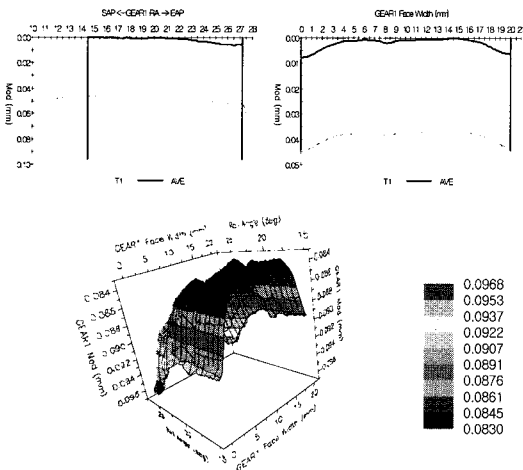


Fig. 7 Gear set A micro-geometry

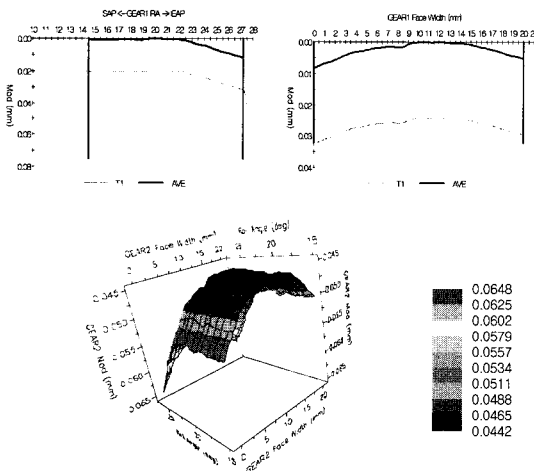


Fig. 8 Gear set B micro-geometry

Fig. 9 와 Fig. 10 의 LDP 를 이용한 시뮬레이션 결과값을 보여주고 있다. 각 그림의 상단 그래프는 기어 전달오차를 시간의 함수로 나타낸 것이고 하단의 그래프는 이를 주파수 분석한 결과이다.

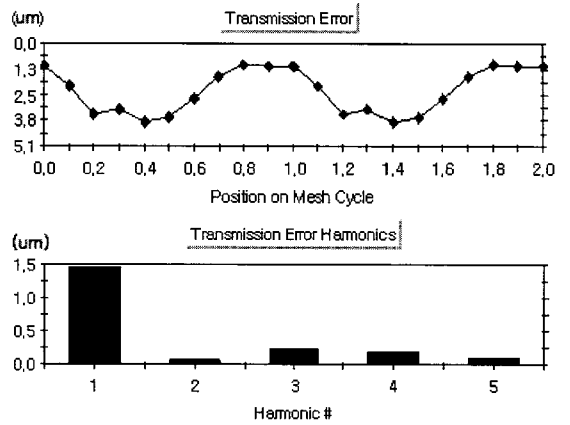


Fig. 9 Gear set A LDP output

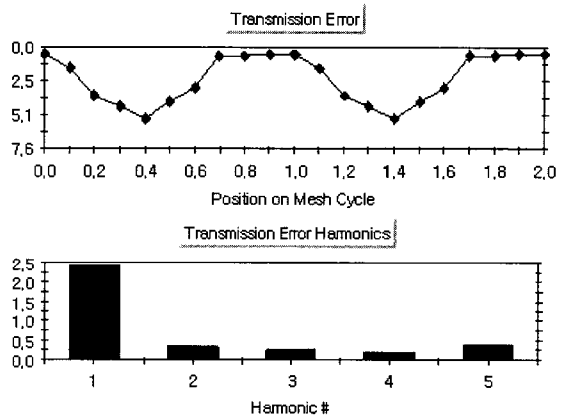


Fig. 10 Gear set B LDP output

3.3 전달오차 실험결과와 예측값 비교

Fig. 11 과 Fig. 12 에 LDP 예측값과 실험결과와 Mesh harmonic 크기를 비교하였다. x 축은 하모닉 넘버, y 축은 전달오차를 보여주고 단위는 um 이다. 일반적으로 전달오차의 파워 스펙트럼은 치 표면에 특별하나 이상이 없는 한 1 차 하모닉이 지배적이다. Fig. 11 을 보면 실험결과와 LDP 예측값 역시 기어쌍 A 의 경우 실험결과와 예측값의 Mesh harmonic 의 경향이 전반적으로 잘 일치하고 특히 1 차 하모닉은 실험결과와의 오차가 1.5% 정도로 LDP 가 매우 정확하게 예측 한 것을 확인 할 수 있다. Fig. 12 의 기어쌍 B 역시 실험결과와 예측값의 1 차 하모닉의 크기가 비교적 잘 일치하였다. 각 기어의 치형오차와 치면 손상 등의 변수를 고려할 때 LDP 예측 값이 실험결과와 상당히 잘 일치한다고 판단할 수 있다. 실제로 같은 실험을 여

러 번 반복해서 나온 데이터 중 평균값에 해당하는 데이터를 실험값으로 취했고 또한 각 실험마다 생긴 근소한 오차를 생각해도 예측의 정확도가 아주 높음을 알 수 있다.

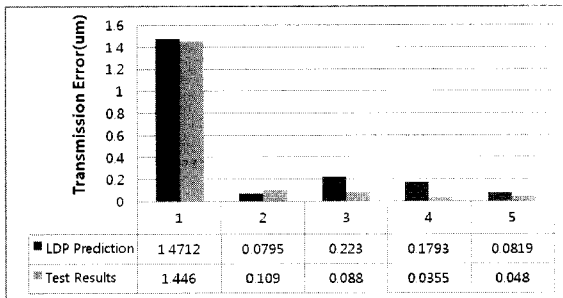


Fig. 11 Comparison of LDP prediction and test results

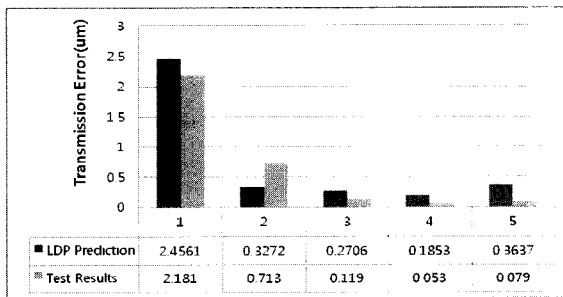


Fig. 12 Comparison of LDP prediction and test results

Fig. 13은 기어쌍 A와 기어쌍 B에 대한 Harris map을 보여준다. Harris map은 다양한 하중에서의 전달오차곡선의 누적 그래프이다. Harris map은 치형수정이 된 기어에 여러 하중을 가하여 측정된 실험결과를 한 그래프 위에 출력하기 때문에 기어 치형이 어느 하중에서 최적화되었는지 쉽게 파악할 수 있고 하중에 따른 전달오차곡선의 변화를 한눈에 관찰할 수 있다. Fig. 13은 각 기어쌍에 하중을 10N/m에서 500N/m까지 일정한 간격으로 변화시키면서 계산한 결과이고 Fig. 14는 하중의 변화에 따른 각 기어의 peak to peak 전달오차의 크기 변화를 보여준다. 기어쌍 A에 대한 그래프를 보면 초기에 하중이 증가함에 따라 전달오차의 진폭이 점점 작아지다가 115N/m 근처에서 최소가 된 후 다시 하중의 증가와 함께 전달오차의 진폭도 커지는 것을 확인할 수 있다. 기어쌍 B의 경우 최소점이 230N/m 근처에서 형성된다. 이는 각 기어의 설계하중이 각각 115N/m, 230N/m 이고 그 하중 영역에서 소음 진동이 최소화 될 것임을 보여준다.

각각의 설계하중의 크기를 보면 기어쌍 C가 기어쌍 A의 약 2 배 정도 되는 것을 알 수 있다. 각 기어의 Micro-geometry를 다시 살펴보면 두 기어에 모두 Long relief가 적용되었고 그 크기는 기어쌍 B가 기어쌍 A의 정확히 두배이다. 이는 Tip(root) relief의 크기는 작동하중 하에서 치 변형

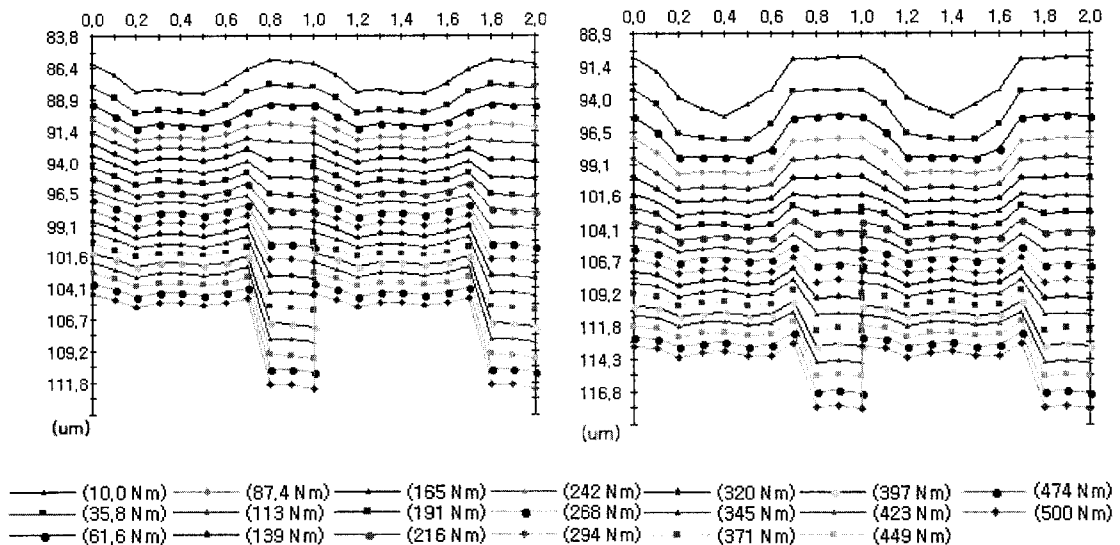


Fig. 13 Harris map

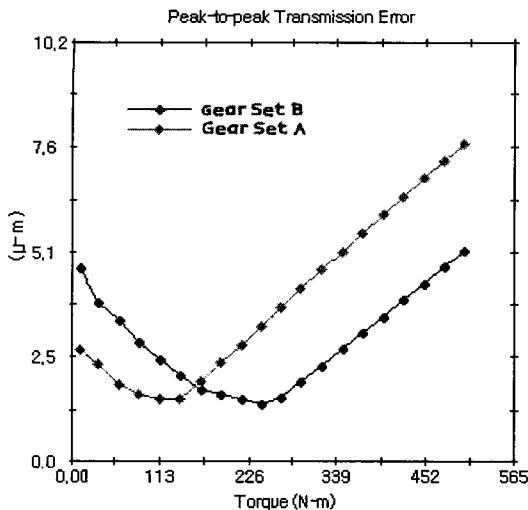


Fig. 14 Peak to peak transmission error

량의 크기와 같아야 한다는 Walker, H 의 주장과 정확히 일치한다.

4. 결론

기어의 전달오차를 시뮬레이션 프로그램을 이용해 예측하고 그 결과를 실험결과와 비교하여 그 타당성을 검증하였다. Tip relief 의 양이 각각 0.006mm 와 그 두배인 0.012mm 인 두 기어의 전달 오차를 측정하였고 그 결과는 ‘릴리프의 크기는 치의 변형양과 같아야 한다’는 Walker, H.의 주장과 정확히 일치 했다. 또한 LDP 를 이용해 해당기어의 전달 오차를 예측한 결과 90% 이상의 정확도로 일치 했다. 따라서 LDP 를 이용해 이 같은 작업을 반복적으로 실시하면 기어 설계자가 원하는 최적의 치형을 얻을 수 있고 그 결과 역시 신뢰할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 지식경제부 지방기술혁신사업(RTI 04-01-03)과 산업기술재단 지역혁신 인력양성사업 지원에 의해 연구되었으며 이에 감사 드립니다.

참고문헌

1. Harris, S. L., "Dynamic load on the teeth of spur gears," Proc. Instn Mech. Engrs., Vol. 172, pp. 87-

112, 1958.
 2. Smith, J. D., "Gears and Their Vibration," Marcel Dekker Inc., 1983.
 3. Mark, W. D., "Analysis of the vibratory excitation of gear systems: basic theory," The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 63, Issue 5, pp. 1409-1430, 1978.
 4. Mark, W. D., "Analysis of the vibratory excitation of gear systems, II: tooth error representations, approximations, and application," The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 66, Issue 6, pp. 1758-1787, 1979.
 5. Walker, H., "Gear Tooth Deflection and Profile Modification," The Engineer, Vol. 166, pp. 409-412, 1938.
 6. Walker, H., "Gear Tooth Deflection and Profile Modification," Part 2, The Engineer, Vol. 166, pp. 434-436, 1938.
 7. Niemann, G. and Baethge, J., "Drehwegfehler, Zahnfederharte und Gerdusch bei Stirnradern," VDI-Z, Vol. 112, No. 4, pp. 205-214, 1970.
 8. Niemann, G. and Baethge, J., "Drehwegfehler, Zahnfederharte und Gerdusch bei Stirnradern," VDI-Z, Vol. 112, No. 8, pp. 475-499, 1970.
 9. Munro, R. G., Yildirim, N. and Hall, D. M., "Optimum Profile Relief and Transmission Error in Spur Gears," Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Vol. 404, No. 13, pp. 35-42, 1990.
 10. Houser, D. R., "Gear Noise Sources and Their Prediction Using Mathematical Model," Gear Design, pp. 213-222, 1990.
 11. Houser, D. R. and Singh, R., "Gear Noise Basic Short Course Notes," Gearlab-The Ohio State University, 2003.
 12. Houser, D. R. and Harianto, J. H., "The Effect of Micro-Geometry and Load on Helical Gear Noise Excitations," SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition, No. 2005-01-02295, 2005.