

FEM을 이용한 고속기어 치형 수정에 관한 연구

반재삼*, 이경원⁺, 김규하⁺, 조규종⁺⁺
(논문접수일 2002. 8. 7, 심사완료일 2002. 11. 25)

Study on the Tooth Modification for High Speed Gear by Finite Element Method

Jae Sam Ban*, Kyung Won Lee⁺, Gyu Ha Kim⁺, Kyu Zong Cho⁺⁺

Abstract

The stable driving condition of high speed gear is approached by shape modifications of a gear tooth. Recently, many gear designers are using FEM for the design and the manufacture of a high precision gear. In this paper, it is aimed to drive in stable sound level through the modification of the tooth and the shape of a gear. The simulation is used to understand the effect of holes for the decrement of weight and the stress variation for the tooth modification. Beam elements used to simulate the same condition as a real gear drive by FEM. The driven gear is simulated to 60,000rpm for the tooth modification.

Key Words : High speed gear(고속기어), Tooth modification(치형 수정), Tooth interference(치간섭), Sound level(소음 수준), FEM (유한요소법)

1. 서론

일반적으로 원주속도가 20~50m/s정도가 되면 고속기어로 분류한다. 고속기어가 많이 쓰이고 있는 철도차량용 구동기어의 경우, 25m/s (5000 rpm 이상)로 설계 제작되어 사용되고 있으며, 공기압축기용 고속기어 셋은 용량에 따라

50HP급(70,000 rpm)부터 1250HP급(50,000 rpm)까지 기종이 다양하고 원주속도는 120m/s (70,000 rpm) 내외 정도로 초고속 운전상태로 분류되어진다. 또한 제조업체의 필수적 장비인 공기압축기의 신 모델인 터보압축방식은 고속기어가 핵심부품으로 사용되고 있다. 이러한 많은 수요로 인해 보다 고속회전이 요구되고 내구성이 강한 기어를 설계

* 주저자, 전남대학교 기계공학과 (bjs@dreamwiz.com)

주소: 500-757 광주시 북구 용봉동 300번지

+ 전남대학교 대학원 기계공학과

++ 전남대학교 자동차 공학부

제작하기 위하여 많은 연구가 진행되고 있지만 아직까지는 미흡한 실정이다.

현재 초고속 기어를 제작하기 위해서는 기존의 재료와 가공 정밀도에만 의존하는 제조 방식은 한계가 있기 때문에 치형 수정을 통하여 보다 고속회전이 가능하도록 하기 위한 연구가 진행되어 오고 있다^{1~4)}. Dudley⁵⁾는 치끝과 치뿌리에 릴리프(relief)를 주어 하중 변형 상태 하에서 치형곡선이 완전한 인벌류우트 곡선이 되도록 압력각을 수정하는 방법에 관한 연구를 하였고, 배명호⁶⁾ 등은 치형 수정을 통한 소음저감에 관한 연구를 하였다. 기어 치형 수정을 위한 유한 요소법을 이용한 연구로서, 박성완⁷⁾은 스파이얼 베벨기어 해석을, 박찬일⁸⁾, Litvin and Lu⁹⁾ 등은 기어의 저소음 저진동을 위하여, 그리고 허경재¹⁰⁾ 등은 기어 치의 간섭량을 계산한 후 이를 선형 치형 수정량으로 적용하는데 유한 요소법을 이용하였다.

본 연구에서는 고정밀도가 요구되는 고속기어를 제작하여 최대 속도로 회전할 때 기어에서 발생하는 소음의 수준이 일정한 범위 이내로 유지 되도록 하기 위하여 기어 치형 수정뿐만 아니라 원심력을 고려하여 기어 형상까지도 수정하여 안정적인 소음 범위 내에서 기어가 구동될 수 있도록 함을 목적으로 하고 있다.

이를 위하여 응력 해석 시 실제 기어가 돌아가는 형상과 똑같이 구동기어에 보(beam) 요소를 적용하여, 치형 수정을 위한 치 간섭량을 계산하고, 이들 치 간섭량을 기준으로 기어 치형을 수정하였다.

2. 소음 측정 장치

기어를 구동함에 있어 기어 자체에서 발생하는 소음의 수

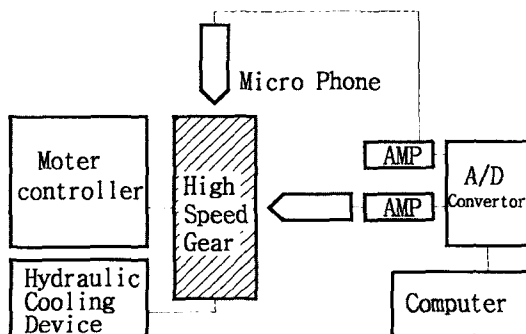


Fig. 1 Constitution of experimental equipment

준은 기어의 안정성과 밀접하게 연관 되어있다. 즉 기어의 소음이 어느 이상 커지게 되면 이는 시스템 각부 구성요소들에 심각한 문제를 발생시킬 수 있는 정도의 진동을 야기시키게 되며, 또한 이는 치 간섭이 비정상적으로 이루어지고 있다는 판단 기준이 된다. 따라서 본 연구에서는 수정 전과 수정 후의 고속기어의 정확한 소음 레벨(level)를 측정하기 위하여 무향실(금호타이어 무향실, 광주)에서 소음 측정을 시행하였다. 실험장치의 구성도는 Fig. 1에 나타내었고, Fig. 2에는 실험장치 사진을 나타내었다. 그림에서와 같이 소음 측정은 정면(front level)과 측면(side level)를 동시에 측정할 수 있는 설비로 되어있으며 오일 펌프에서 발생하는 소음 및 무부하 소음 등을 실험 전 측정하여 실험 결과에 영향을 미치지 않도록 필터링 하였다.

3. FEM을 이용한 고속기어 치형 수정

3.1 경계 조건

본 연구에서는 고속기어의 치형 수정 위치와 수정량을 결정하기 위하여 유한 요소법을 이용하였다. 유한 요소법에 사용된 모델은 본 연구에서 개발한 Auto_Lisp을 이용한 기어 자동 프로그램을 이용하여 기본 치형 곡선을 생성하였다. 기어 자동 프로그램에 의해 완성된 기어 모델을 AutoCAD File 전송 방식중 하나인 dxf 파일로 만들어 이를 Mentat330에서 읽어들이어 절점(node)과 요소(element)를 형성하였다. 이때 사용된 절점은 총 5707개이며, 요소는 4670개로 형성되었고 이를 Marc 7.3(MSC.미국)에서 읽어들이어 해석을 수행하였다. 선단(edge)부분 해석의 정확도를 위하여 치 표면의 요소는 치 크기의 3%이내에 들어오도록 만들었다. 또한 실제 기어가 구동될 때 피동기어에 전달하

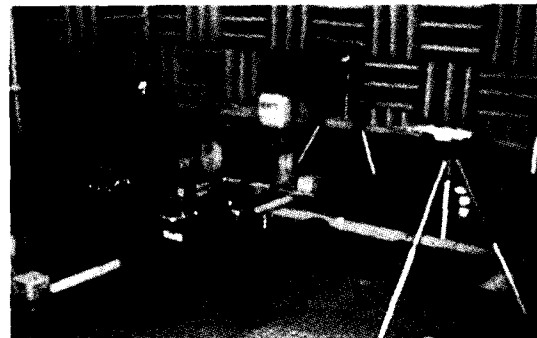


Fig. 2 Experimental equipment

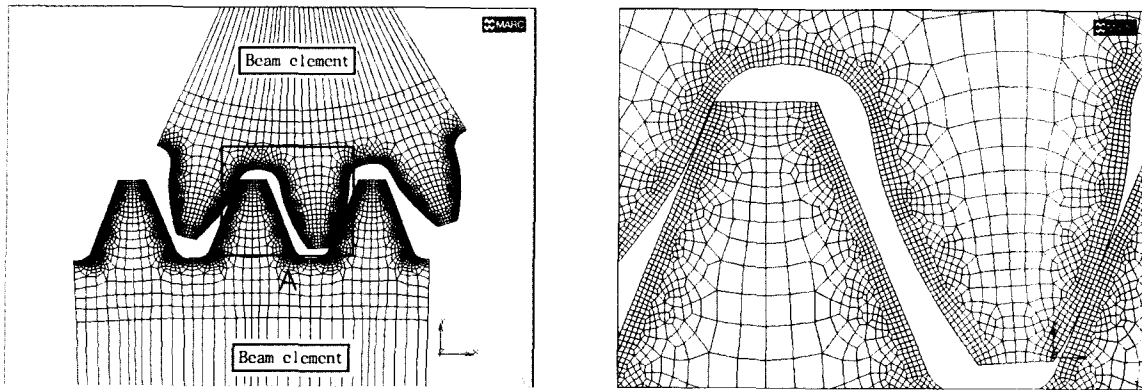


Fig. 3 The shape of mesh

중을 가하는 형상과 똑같은 방식으로 시뮬레이션을 하기 위하여 구동 기어에 전달하중을 구동기어 중심점으로부터 토오크로서 가하여 두 기어가 접촉(contact) 되도록 조건을 주고 하중이 전달되도록 하였다. 이때 사용된 요소는 평면 변형률(plan strain) 4절점 요소와 2절점 보 요소를 사용하였으며 등방성 재료로 가정하였다. 해석 방법은 하나의 치가 물림이 시작될 때부터 끝날 때까지의 전구간을 0.2도씩(구동기어 기준) 회전시켜 실제 최대하중에 해당하는 하중을 적용하였다. 피니언이 60,000rpm 회전시 구동 기어는 3560rpm으로 회전하게 되며 이때 구동 기어에 발생되는 토오크는 10059kgf·mm이며, 이 값을 구동 기어의 중심부에 보 요소를 연결하여 가하였다. Fig. 3에는 해석에 사용된 고속기어의 요소분할 확대 모양과 전체적인 분할 모양 및 보 요소의 배치 모양을 나타내고 있다.

3.2 구멍의 유무에 따른 원심력의 영향 고찰

고속으로 기어가 회전할 경우 자중에 의한 원심력이 무시할 수 없을 정도로 커질 수 있기 때문에 본 연구에서는 자중감소를 위한 구멍(hole)을 피치원 직경이 250인 위치에 직경이 $\varnothing 40$ 이 되도록 8개를 가공하여 초기 시제품을 제작하였다. 하지만 Fig. 4(a)에서 볼 수 있듯이 구멍을 가공할 경우 자중이 줄어들어 하중이 감소하여 원심력의 크기는 줄일 수 있으나, 고속회전으로 인해 구멍 주변에 응력이 집중하여 오히려 많은 응력과 변형량을 발생시키는 것을 알 수 있다. 이러한 많은 변형의 결과로 상대 축에 추가적인 압력을 가중시켜 소음을 증가시키고 상대 치의 언더컷을 발생시키는 원인이 된다고 판단되었다. 따라서 구멍의 영향을 알아보기 위하여 구멍이 있는 구동 기어에 대한 유한요소 해

석과 구멍이 없는 경우의 해석결과를 비교 분석하여 구멍 가공여부를 결정하였다.

구멍 가공된 구동 기어의 경우 최대 von Mises 응력은 약 3.729kgf/mm^2 이고, 변형량은 최대 $12\mu\text{m}$ 까지 변형이 되는 것으로 판단된다. 이러한 변형량은 본 연구에 사용된 기어의 정도가 $10\mu\text{m}$ 이내인 것을 감안하면 소음 및 진동을 발생시키는 큰 변수로 작용될 수 있다고 판단된다. Fig. 4(b)에는 구멍이 없는 경우의 응력해석 결과를 나타내었다. 해석의 결과 구동 기어의 최대 응력은 약 2.278kgf/mm^2 이었고, 변형량은 약 $8.486\mu\text{m}$ 정도로 계산되었다. 두 가지 경우의 해석 결과를 고찰해보면, 최대응력의 측면에서 보면 구멍이 없는 경우가 있는 경우에 비해서 약 63%정도의 개선 효과가 있고, 변형량의 측면에서 보면 구멍이 없는 경우가 약 41.7%정도의 개선 효과가 있음을 알 수 있다. 따라서 고속기어를 제작 할 때에는 구멍이 없는 경우가 좀더 소음을 저감시키는 데 좋은 결과를 가져온다고 판단된다. 실제 60,000rpm으로 회전하는 피니언의 경우는 원심력에 의한 응력이 기어의 강도에 영향을 줄 수 있다고 판단되어 원심력에 의한 응력 분포를 해석해 보았다. 최대응력 및 최대 변형량을 예측하기 위하여 피니언 최대 회전속도인 60,000rpm으로 회전할 때 나타나는 최대응력과 최대 변위량을 계산하여 Fig. 5에 나타내었다. 피니언의 경우 PCD가 22.35mm이므로 구동 기어와 비교할 때 매우 작다. 따라서 자중에 의한 원심력은 그리 크지 않게 나타남을 예측할 수 있다. 계산된 피니언의 최대 응력은 약 4.29kgf/mm^2 이었고, 변형량은 약 $0.8055\mu\text{m}$ 정도가 되었다. 이들의 값은 고속기어의 회전에 좋지 않는 영향을 주는 다른 여러 변수들과 비교해 볼 때 그리 큰 영향을 주지 않을 것으로 판단된다. 결과적으로 중량 감소를 위

한 구멍 가공된 기어의 경우 많은 변형으로 인해 상대치에 추가적인 압력을 발생시키는 요인이 될 것으로 판단되어 수정기어에서는 구멍이 없이 제작하였다.

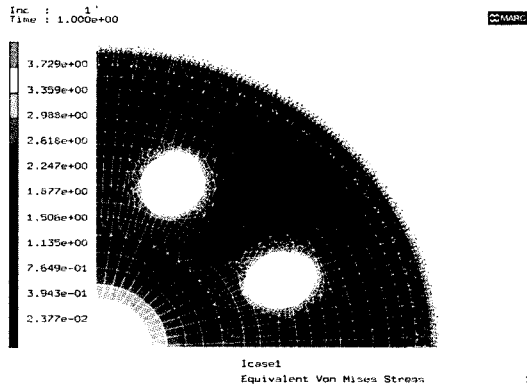


Fig. 4 Comparison with stress distribution of gear

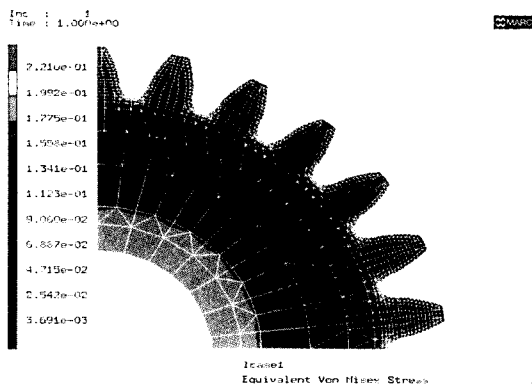


Fig. 5 Stress distribution of pinion for centrifugal force

3.3 고속기어의 백래시 수정량 검토

인벌류우트 곡선의 백래시 양을 결정하기 위하여 30 μ m부터 60 μ m까지 구동 기어와 피니언을 동시에 수정 해가며 수정량에 따른 응력변화를 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서와 같이 수정을 전혀 하지 않은 경우의 응력은 약 110kgf/mm² 으로서 상당히 높은 응력을 나타내지만 구동 기어와 피니언을 동시에 약 55 μ m를 수정할 경우 90kgf/mm² 이하로 감소함을 볼 수 있다. 하지만 55 μ m이상의 수정은 응력 감소에 큰 영향을 주지 않으며 너무 많은 백래시를 수정할 경우 오히려 소음을 발생시키고 기어의 강도를 약화시키므로 본 연구의 경우 55 μ m를 수정하였다.

4. 실험용 기어 제작

고속기어의 시제품 제작은 강도 및 치 간섭등을 고려한 결과 피니언의 이수는 21개로, 구동 기어는 354개로 하여 회전수 비는 약 16.857:1로 제작하였다. 따라서 구동 기어는 최대 3,600rpm으로 회전하고 피니언은 60,000rpm으로

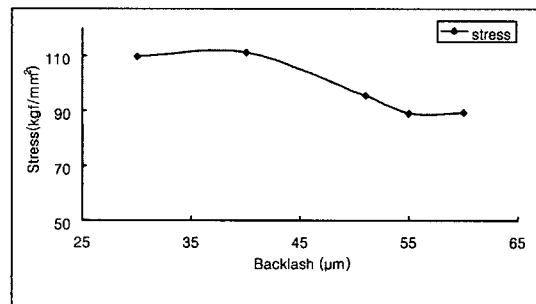
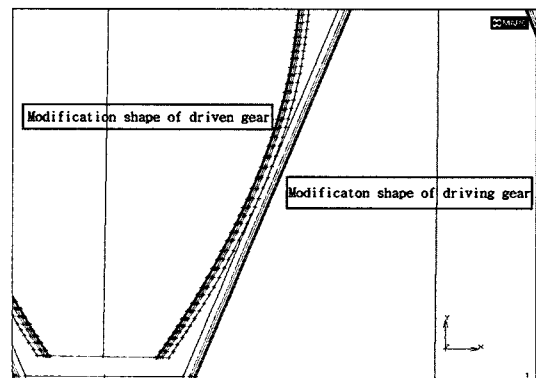


Fig. 6 von Mises stress distribution for modification of backlash

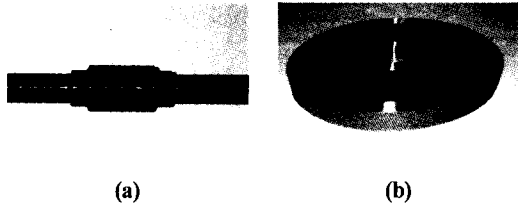


Fig. 7 The shape of gear set with holes

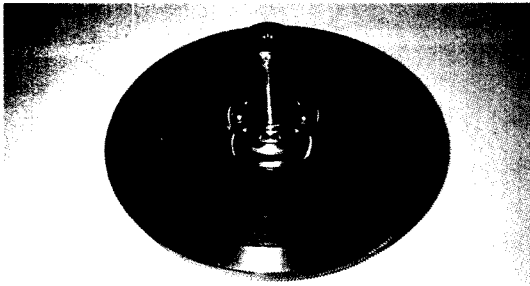
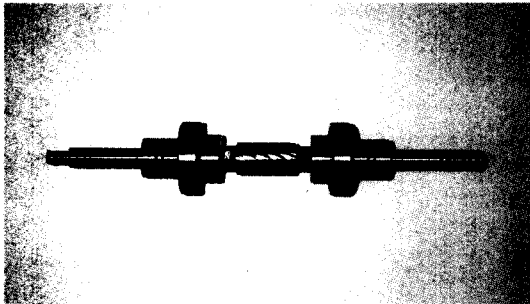


Fig. 8 The shape of gear set without hole

회전하도록 제작하였다. 또한 고속으로 회전할 때 치맞침 (tooth impact) 현상을 최소화하고 물림울을 높이기 위하여 헬리컬 기어로 설정 제작하였다. 고속기어의 완만한 회전을 위하여 초기 실험 제품의 경우 전위계수는 약 +0.1671로 하여 제작하였으며, 구동 기어의 경우 직경이 크기 때문에 자체 무게에 의한 원심력을 감소시키기 위하여 직경 40mm 인 구멍 8개를 가공하도록 설계 제작하였다. Fig. 7은 치형 수정 전의 고속기어의 사진으로 Fig. 7(a)에는 피니언을, Fig. 7(b)에는 구동기어를 나타내고 있다. 구동기어에는 중량감소를 위한 8개의 구멍을 가공하여 제작되어 있음을 볼 수 있고, Fig. 8에는 치형 수정 후의 고속기어의 형상으로서 변형량의 최소를 위하여 구멍이 없는 형상으로 제작하였다.

5. 소음 측정

본 실험에서는 피니언 기준으로 30,000rpm에서 약 24시간 동안 회전시켜 내구성 시험을 거친 후 소음 측정을 행하였다. Fig. 9에는 수정 전의 고속기어를 하우징에 장착하여 소음 측정하여 얻은 소음 결과 그래프이다. 그래프에 나타난 바와 같이 초기 기어가 구동되지 않은 상태인 무부하 소음은 약 65dB 정도였다. 기어의 회전수가 증가함에 따라 소음은 거의 회전수에 비례하여 상승하여 최대 구동 기어의 회전수가 약 2500rpm (pinion 40,000rpm)이 되었을 때 소음이 약 120dB이상으로 상승하였고 고속용 베어링도 파손되어 더 이상 실험이 불가능하게 되었다. 이러한 결과는 기존의 미 수정된 호브(hob)을 이용하여 제작한 기어는 고속 회전에서는 적합하지 않음을 알 수 있다. Fig. 10에는 FEM을 이용하여 얻은 기어 수정량을 기어 제작에 적용하여 치형 수정된 고속기어를 만든 후 이를 최종 소음 시험을 하여 얻은 결과이다. 전술한 바와 같이 응력 해석의 결과로 수정된 고속기어에서는 구동 기어에 가공했던 중량 감소용 구멍이 없는 상태로 제작하였고, 각 치의 백래시 양을 55 μ m를 주어 제작하였다. 소음측정 결과를 고찰해보면, 그래프에 나타난 바와 같이 소음은 약 1500rpm(구동기어 기준)에서 약 84dB까지 급격히 커지다가 2000rpm에서 약 77.5dB까지 줄어들었으며, 그 후 약 2500~3000rpm에서 약 89dB로서 최대 소음이 발생하였다. 그리고 속도가 3000rpm 이상으로 증가함에 따라 안정적인 소음을 발생시키며 속도의 증가와 함께 점차 증가함을 알 수 있었다. 본 연구의 목표 회전수인 구동 기어의 속도 3,560rpm, 피니언의 속도 60,000rpm에서는 정면과 측면의 소음 범위가 약 84dB ~ 87dB로서 수정 전의 기어 셋과 비교해 볼 때 많은 소음 및 진동의 감소효과를 얻을 수 있었다. 수정 전과 후의 기어를 정량적으로 비교해 보면, 약 2500rpm(구동기어 기준)으로 70% 정도의 소음 감소 효과를 얻을 수 있었다.

6. 결론

본 연구에서는 FEM을 이용하여 고속기어에 적합한 치형 수정량을 결정하여 적용한 후 이를 소음 실험을 통하여 개선된 결과를 얻었다. 본문에서 고찰해 보았듯이 중량 감소를 위한 구멍 가공된 기어의 경우 많은 변형으로 인해 상대 치에 추가적인 압력을 발생시키는 요인이 되기 때문에 고속 기어에서는 구멍 가공을 하지 않는 것이 더 유리함을 알 수

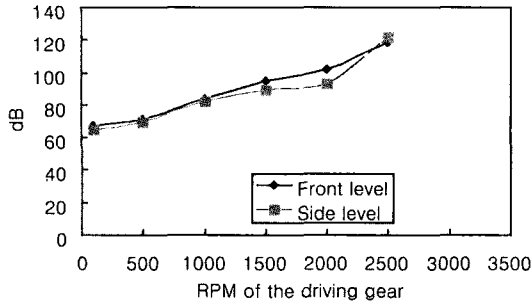


Fig. 9 Result of acoustic test before modification

있었다. 그리고, 기어 치형 수정의 경우, 구동 기어와 피니언의 백래시량 결정은 각각 최소 $55\mu\text{m}$ 정도를 수정함으로써 수정 전 응력이 약 110kgf/mm^2 에서 수정 후 약 90kgf/mm^2 이하로 감소함을 볼 수 있다. 하지만 $55\mu\text{m}$ 이상의 수정은 응력 감소에 큰 영향을 주지 않으며, 오히려 기어의 강도를 약화시키는 요인이 되므로 본 연구의 경우 $55\mu\text{m}$ 가 적당하다고 판단된다.

또한 소음 측정은 무부하 상태에서부터 최대 구동 기어의 속도 3,560rpm, 피니언의 속도 60,000rpm까지 속도를 증가시키면서 실험을 행하였다. 소음 측정의 결과 정면과 측면 소음 범위가 약 84dB~87dB로서 수정 전의 기어 셋과 비교해 볼 때 많은 소음 감소효과를 얻을 수 있었다. 수정 전과 후의 기어를 정량적으로 비교해 보면, 약 2500rpm(구동기어 기준)으로 70% 정도의 소음 감소 효과를 얻을 수 있었다.

후 기

본 연구는 BK21 사업에서 지원을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

(1) 이경원, 반재삼, 김규하, 조규중, "FEM을 이용한 스퍼 기어 응력 해석에 관한 연구", 한국정밀공학회지, 제19권, 제2호 pp. 171~176, 2002.
 (2) A.S. Arıkan, "Dynamic Load and Contact Stress Analysis of Spur Gears", Adv. Desing Automation,

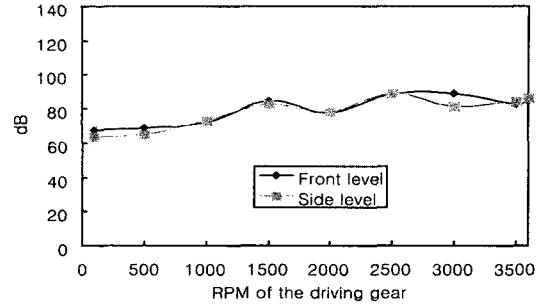


Fig. 10 Result of acoustic test after modification

Trans ASME, Vol. 91, pp. 85~91, 1991.

(3) V.G. Sfakiotatis, J.P. Vaitis and N.K. Anifantis, "Numerical Simulation of Conjugate Spur Gear Action", Comput. Struct., Vol. 79, pp. 1153~1160, 2001.
 (4) R.G. Mitchiner and H.H. Mabie, "The Determination of the Lewis Form Factor and the AGMA Geometry Factor J for External Spur Gear Teeth", Trans. of the ASME, Vol. 104, pp. 148~158, 1982.
 (5) D.W. Dudley, The Handbook of Prectical Gear, 2nd Edition, McGraw-Hill, pp. 812~820, 1984.
 (6) 배명호, 박노길, "기어 변속기의 소음저감을 위한 치형 수정 설정방법에 관한 고찰", 한국자동차공학회지, 제6권 제6호, pp. 243~251, 1998.
 (7) 박성완, "역문제에 의한 스파이얼 베벨기어 해석", 한국공작기계학회논문집, Vol. 5, No. 5, pp. 85~95, 2001.
 (8) 박찬일, 이장무, "치형오차를 가지 헬리컬 기어의 진동 특성에 관한 연구", 대한기계학회논문집, Vol. 20, No. 5, pp. 1534~1542, 1996.
 (9) F.L. Litvin and J. Lu, "Computerized Simulation of Generation, Meshing and Contact of Double circular-arc Helical gears", Mathematical and computer Modeling, Vol. 18, No. 5, pp. 31~47, 1993.
 (10) 허경재, 박수진, "평기어 치의 변형 후 치간섭 방지를 위한 치형 수정에 관한 연구", 한국정밀공학회지, 제16권 제3호, pp. 208~214, 1999.
 (11) MARC Analysis Research Corporation, MARC Theory and User's Manuals, 1995.