

기어 변속기의 소음저감을 위한 치형수정 설정방법에 관한 고찰

An Investigation on the Method of Tooth Modification for Noise Suppression of Gear Transmission

배 명 호*, 박 노 길**
M. H. Bae, N. G. Park

ABSTRACT

A method of establishing the tooth modification for gear transmission of vehicles to reduce gear whine noise, caused by tooth impact phenomenon of mating gear, is introduced. The major causes of tooth impact are due to the deflections of gear teeth and shafts of transmission with the loaded condition including various kinds of manufacturing errors. The theoretical shape of tooth surface to avoid tooth impact is derived by the amount of elastic deformation of gear teeth and shaft and overall manufacturing error of machine tool. The surface function is converted with respect to the conventional commercial data usually communicated to the gear inspection system. The proposed method is applied to the gearbox of four wheel drive vehicle and shows the gear whine noise decreased to the 8 dB in the sound level.

주요기술용어 : Gear Tooth Modification(기어 치형수정), Gear Whine Noise(기어화인소음), Tooth Impact(기어치의 고체충돌), Four Wheel Drive Vehicle(사륵구동차량)

기 호 설 명

- CL : 물림길이
- TIF DIA. : 완전한 인볼류터 곡선 형성 직경
- Cut-off Line : 치형측정 제외 구간
- CHAMFER DIA. : 기어 면취 시작경
- LPSTC : 최저 단일접촉영역 표시점
- MPTC : 작용선과 기어 중심선의 교점

* 정회원, 창원전문대학 자동차과
** 정회원, 부산대학교 기계공학부

HPSTC : 최고 단일접촉영역 표시점

1. 서 론

자동차에 대한 고객의 성향은 고급화 및 개성화, 쾌적운전, 운전편의성, 안전성을 지향하기 때문에 이에 부응하는 기술 개발이 이루어져야 한다. 특히 쾌적함과 안락함의 욕구를 충족시켜 주기 위한 차실 내의 제반 소음 및 진동 저감에 대한 대책이 절실히 필요한 실정이다.

변속기는 보통 기어연쇄, 축, 베어링, 케이스로 구성되어 있는데, 차실 내에서 승차자에게 감지되는 가장 심각한 소음은 치합기어(mating gear)에서 발생하는 소음이다. 치합기어 소음에는 기어의 재질 및 가공정도에 기인한 마찰음, 엔진의 비틀림 진동 및 공진 현상으로 인한 충격음, 편심오차로 인하여 한 사이클내 피치의 연속적인 변화로 인한 파도음, 그리고 기어치의 간섭에 의한 간섭음이 있다. 이중에 가장 문제가 되는 경우는 간섭음이라 할 수 있다. 간섭음의 일종인 기어화인소음(gear whine noise)은 기어 제작오차 및 하중 변형 등에 의하여 치합기어간에 발생하는 치충돌(tooth impact) 및 이중치합(double contact)으로 인한 것으로 구분되는데 복잡한 메커니즘으로 되어 있어서 발생경로에 대한 규명과 소음저감 대책에 관한 연구가 시급히 요구되고 있다.

기어치의 변형을 고려한 소음저감 대책 방안에는 D.W. Dudley¹⁾가 제안한 Gear Tip & Root Relief(GTRP) 방법이 있는데, 기어치에 하중 변형이 있을 때 치충돌을 피하기 위하여 치끝단과 치뿌리에 릴리프(relief)를 주어 하중 변형 상태에서 완전한 인볼류트 곡선에 가깝도록 하는 압력각 수정법이다. 또한 AGMA Standard 218.01²⁾ 및 AGMA Paper 109.16³⁾에서는 기어 이빨 강성(gear tooth stiffness)에 따른 치변형 및 기어 정도별 가공오차에 기인한 피치오차(actual base pitch error)를 기본으로 한 GTRP 방법을 제안하고 있다. 기어 축의 휨, 베어링 및 변속기 케이스의 하중변형과 열변형 등으로 인하여 기어의 리이드(lead)방향에 치간섭이 발생된다. 이로 인한 치충돌을 피하기 위하여 리이드방향에도 치형수정을 가하는데 이를 비틀림각 수정이라고 한다.

지금까지 치형수정을 통한 기어화인소음 저감 대책의 개론은 나와 있는데 구체적으로 얼마만큼의 치형수정량을 가해야만 효과적인지는 체계적으로 정립되어 있지 않다. 본 연구에서는 압력각 수정과 비틀림각 수정을 동시에 고려한 체계적인 목표치형 수정량 결정법을 제안하고 사륜구동 변속기 및 부변속기에 적용하여 제안한 기어화인소음 저감대책의 실용성을 검증하고자 한다.

2. 하중변형에 의한 기어의 치충돌 발생기구

Fig.1은 고체충돌 발생기구를 나타낸 것으로서, 피치방향의 물림율이 1.0~2.0 사이인 맞물린 기어의 물림상태를 나타내었다. 그림은 피니언(pinion)의 (1)치기 기어의 (1)치와 물림을 끝내려고 하고, 바로 인접한 피니언(2)치가 기어의 (2)치와 물림을 시작하려는 순간을 그린 것인데, 이 때의 하중 분포 상태를 보면 피니언(1)치의 치끝단(tip) 부분이 전 하중을 받고 있으므로 피니언(1)치의 치끝단은 피니언이 조립된 샤프트의 회전각도에서, 하중에 의해 발생하는 변형량, "D"만큼 덜 회전하게 되나, 이 부위를 제외한 피니언은 샤프트의 회전만큼 정확히 회전하므로 실제적인 물림상태는 피니언의 점선부와 같이 된다. 이 상태를 피니언(1)치에서 보면 인접한 피니언(2)치가 필요한 물림위치 이상으로 앞서 있게 되어, 피치가 일정하게 유지되며 회전하는 기어(2)치의 접촉시작부인 치끝단과 피니언(2)치의 치뿌리부에서 고체간의 탄성충돌이 일어나게 된다. 동력이 전달될 때, 치열방향으로도 기어 회전체의 비틀림 변형이 발생하는데 치형곡선의 리이드방향 변형으로 인하여 고체충돌이 발생된다.

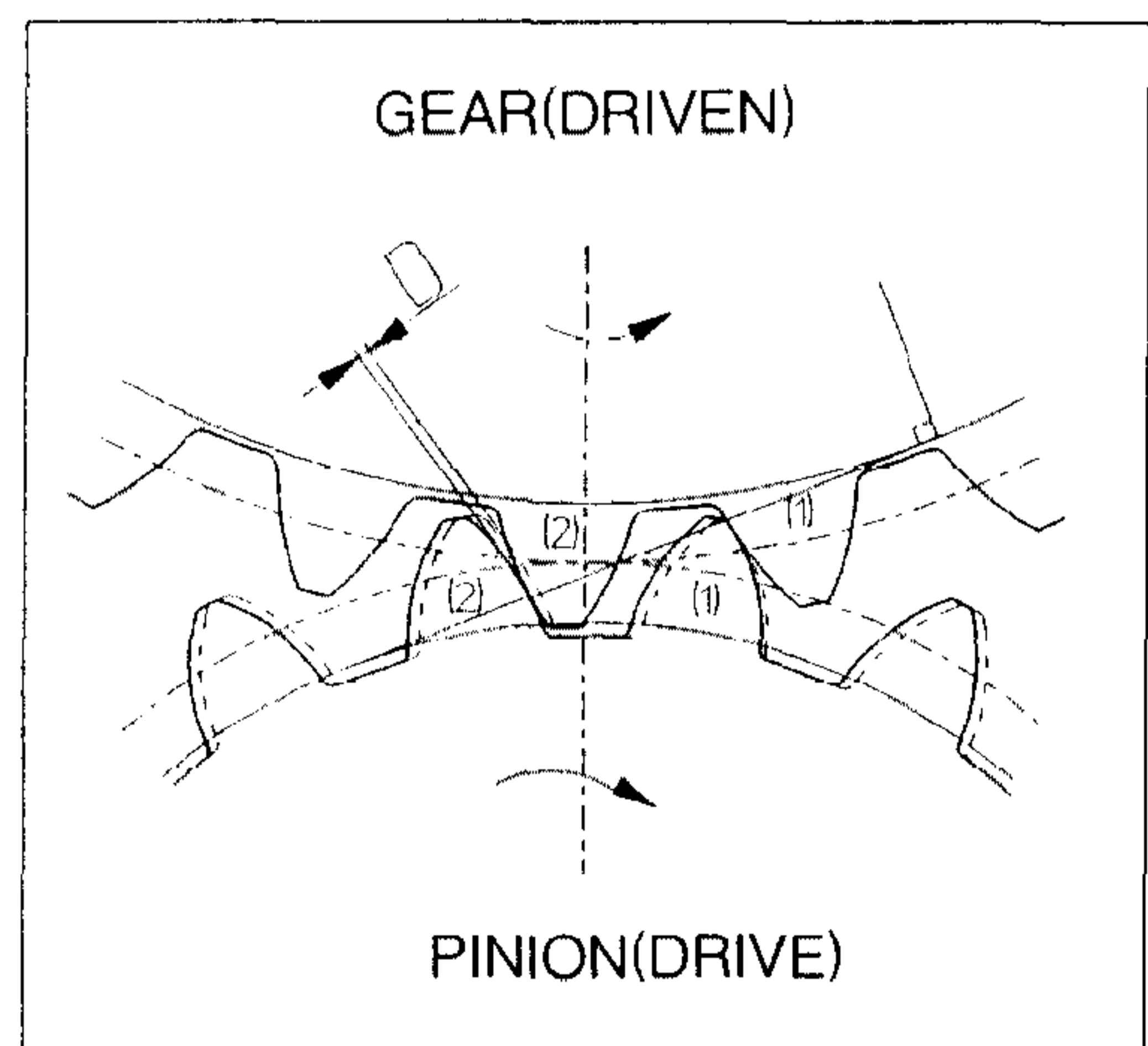


Fig.1 기어 치충돌 발생기구

3. 치형수정의 목표와 목표치형 결정법

3.1 치형수정의 목표

기어화인소음은 기어치의 접촉패턴이 치면에서 편측으로 쏠리거나 두 세부분으로 분리되는 현상 때문에 발생된다. 발생 원인별 기어치의 접촉 형상은 Table 1과 같다. 기어치의 변형이나 피치 오차가 과대하면 접촉위치가 편측 치끝 부분이나 편측 치뿌리 부분에 위치하게 되고 축변형이나 리이드 오차가 과대하면 치열의 편측으로 쏠리게 된다. 일반적으로 기어치의 변형, 피치오차, 축변형 및 리이드오차가 동시에 존재하므로 접촉위치는 Table 1의 혼합형과 같이 나타난다. 따라서 기어화인소음을 저감하기 위한 치형수정의 목표는 기어치 접촉영역을 하중상태에서 중앙부가 되게 하는 것이 이상적이다. 그러면 기어치 모서리 부분의 간섭에 의한 고체충돌을 없게 할 수 있다.

운전 중 기어접촉영역이 중앙부에 놓이도록 하기 위해서는 치면 크라우닝(crowning)이 시행된다. 크라우닝은 기어프로파일(gear profile)방향과 리이드방향에 대하여 수행하는데 완전한 헬리코이드 곡면에서 치끝과 치뿌리에 또는 모서리에 적정량의 릴리프를 주게 된다. 릴리프량은 변속기 운

Table 1 기어치 접촉형상

추정 원인	기어 치면의 접촉현상
*기어치의 변형 및 피치오차 과대	
*샤프트변형 및 리이드오차 과대	
*혼합형	
*치형수정이 적용된 목표 치형	

전조건과 하중상태에 따라 실제적으로 발생하는 기어치와 동력축의 탄성변형과 제작상의 가공 및 조립오차를 정확히 평가한 결과를 근거로 릴리프량을 결정한다.

3.2 압력각 수정

일반 동력전달 장치에 쓰이는 기어의 물림률은 1.0~2.0 범위에 많이 있다. 본 연구에서도 이 범위내의 기어 쌍에 대하여 압력각 수정의 결정 방법을 제시하고자 한다. Fig.2는 맞물린 기어의 물림상태를 나타낸다. 여기서 압력각 수정은 이중접촉영역(double contact region)에서만 시행한다. 그 이유는 단일접촉영역(single contact region)에서는 접촉하고 있는 기어치 상호간의 작용반작용에 의하여 치변형이 상쇄되나 이중접촉영역에서는 기어 치변형에 의하여 2차로 물리는 기어치 간에 간섭이 발생하기 때문이다.

압력각 수정은 가공시 발생하는 프로파일 가공 오차량 및 기어치의 탄성변형량을 고려하여 결정하게 되는데, 먼저 치형수정 영역을 정하고 목표 치형곡선을 이 영역 내에 있도록 설계하는 것이다. Fig.3은 Tip Relief 방식의 치형수정 영역을 도시한 것이다. 기어 프로파일오차 E_1 만큼을 MPTC에서 CHAMFER DIA. 및 TIF DIA.까지 선형적으로 릴리프시킨 경계선, 기어 하중변형량 E_2 를 HPSTC에서 CHAMFER DIA.까지 선형적으로 릴리프시킨 경계선, 기어 하중변형량 E_2 에 기어 프

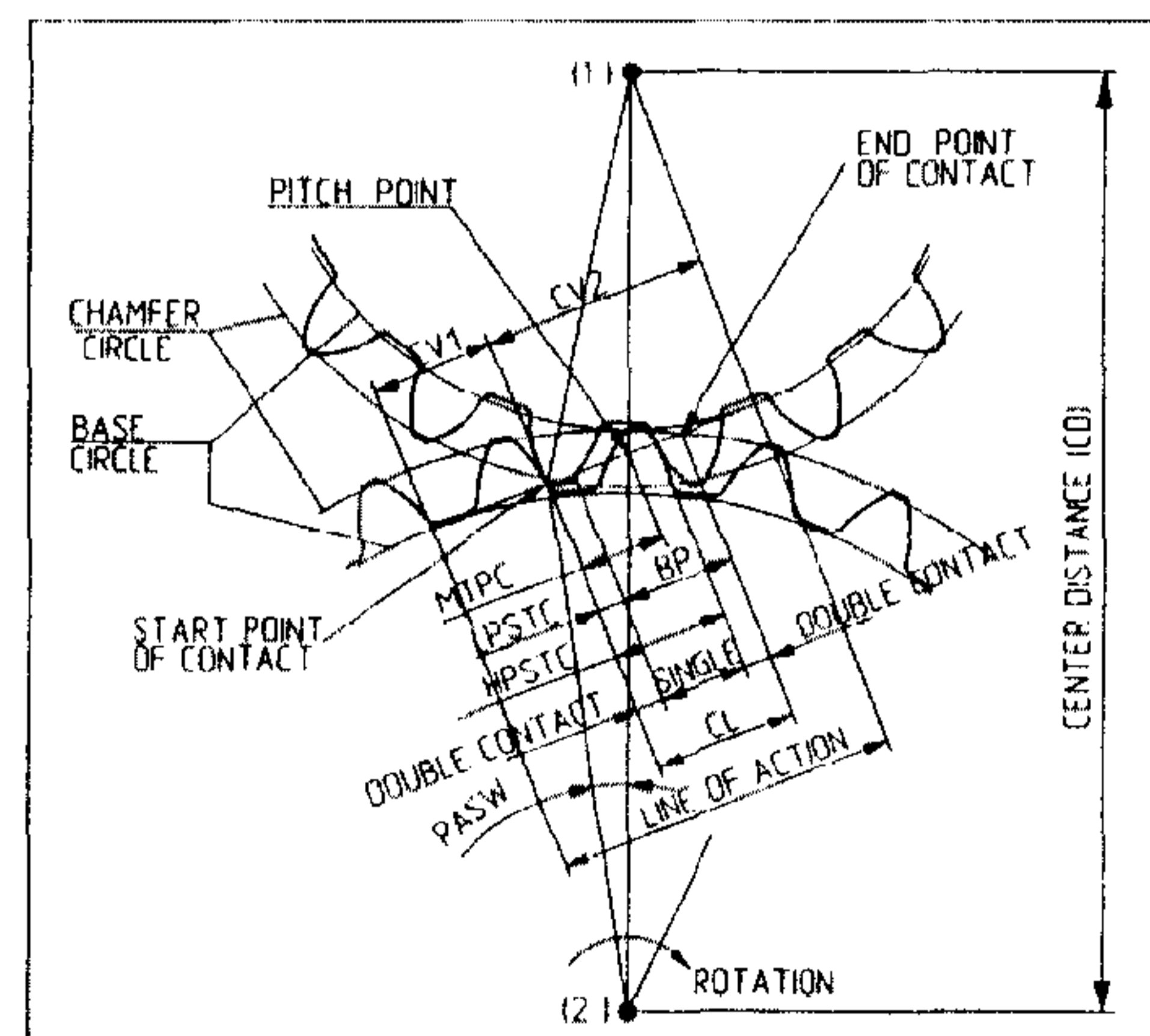


Fig.2 맞물린 기어의 물림상태

로파일오차 E_1 을 선형적으로 추가하여 릴리프시킨 경계선으로 치형수정 영역을 정의하는데 Fig. 3의 빗금친 부분으로 표시된다.

치형수정 영역의 점 T_1, L_1, M, H_1, C_1 을 지나는 B-spline곡선을 상한계치형곡선이라 하고 점 T_2, L_2, M, H_2, C_2 를 지나는 B-spline곡선을 하한계치형곡선이라 할 때, 목표치형곡선을 상한계치형곡선과 하한계치형곡선의 평균값으로, 상 및 하한계치형곡선사이를 목표치형범위로 정의한다. 목표치형곡선을 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$y(x) = a + bx + cx^2 + dx^3 + ex^4 \quad (1)$$

여기서 계수 a, b, c, d, e 는 오차량 E_1, E_2 와 물림길이, LPSTC, MPTC, HPSTC의 위치에 의해 정의된다.

목표치형곡선은 최고점의 위치가 MPTC를 중심으로 좌우로 물림길이의 1/3되는 영역 내에 존재하는 것이 가장 바람직하다. 그 이유는 치접촉영역이 Table 1과 같이 중앙부에 위치해야 하기 때문이다.

식(1)에서 극점은 3개가 있는데 $y'(x) = 0$ 의 근으로부터 구할 수 있다. 3차방정식에 대한 일반해를 적용하면, 3개의 극점의 위치는 다음과 같다.

$$x = \begin{cases} h \sinh\left(\frac{1}{3} \sinh^{-1} C\right) - \frac{a_2}{3}, & \text{at } p > 0 \\ h \cosh\left(\frac{1}{3} \cosh^{-1} C\right) - \frac{a_2}{3}, & \text{at } p < 0 \text{ and } C \geq 1 \\ h \cosh\left(\frac{1}{3} \cosh^{-1}(-C)\right) - \frac{a_2}{3}, & \text{at } p < 0 \text{ and } C \leq -1 \\ h \cos\left(\frac{1}{3} \cos^{-1} C\right) - \frac{a_2}{3}, & \text{at } p < 0 \text{ and } |C| < 1 \\ \sqrt[3]{q}, & \text{at } p = 0 \end{cases} \quad (2)$$

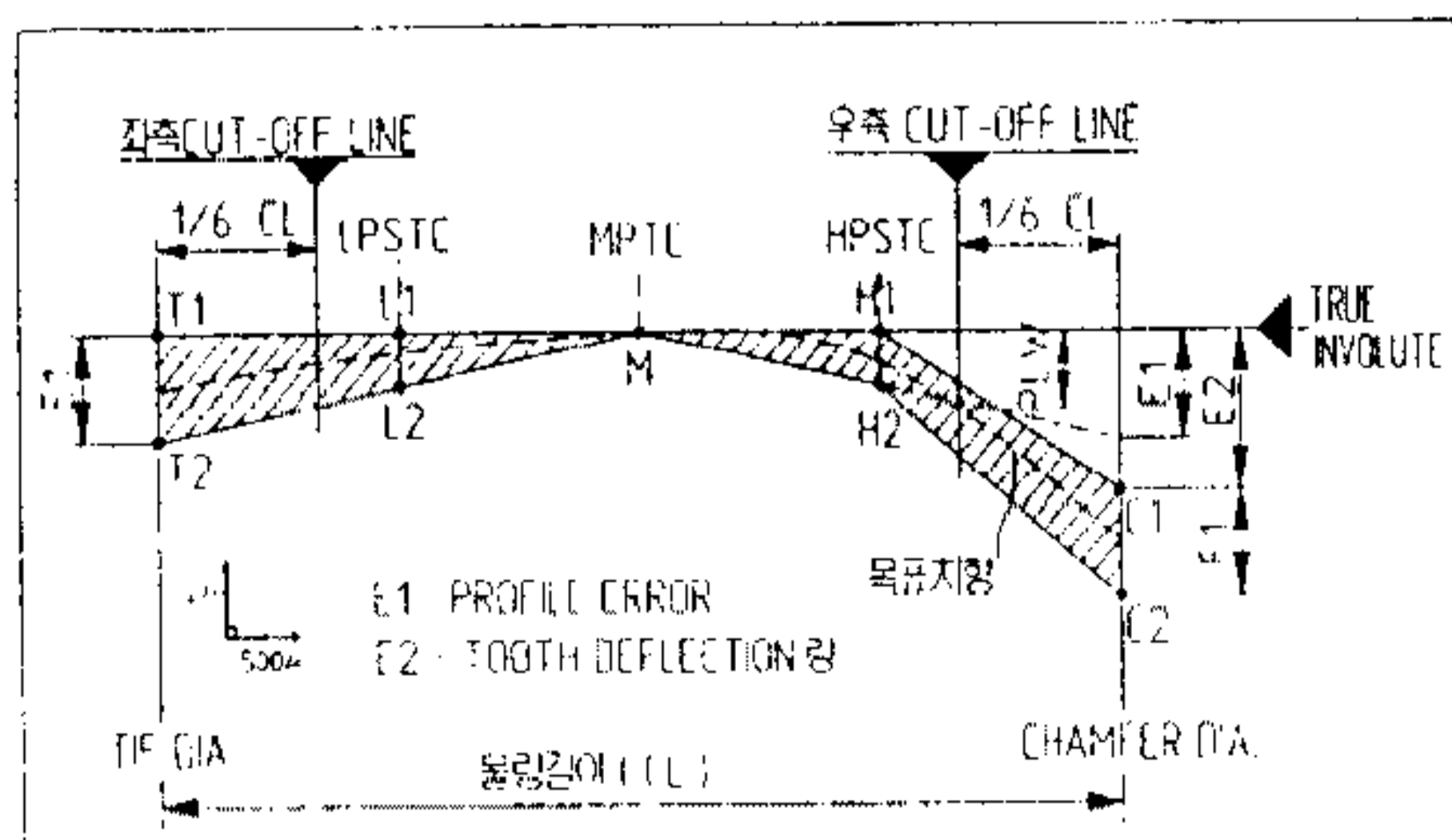


Fig.3 기어 프로파일 방향의 치형수정 영역

여기서

$$C = \frac{3q}{h|p|}, \quad p = a_1 - \frac{a_2^2}{3},$$

$$q = -\frac{2}{27} a_2^3 + \frac{a_1 a_2}{3} - a_0, \quad h = \sqrt{\frac{4|p|}{3}},$$

$$a_0 = \frac{b}{4e}, \quad a_1 = \frac{c}{2e}, \quad a_2 = \frac{3d}{4e}$$

이다. 식 (2)의 x 값을 식(1)에 대입하였을 때, 최대가 되는 경우의 x_{max} 는 다음 부등식을 만족한다.

$$\frac{L}{3} \leq x_{max} \leq \frac{2L}{3} \quad (3)$$

3.3 비틀림각 수정

기어가 동력을 전달할 때 기어치의 변형뿐만 아니라 기어 지지부인 축, 베어링, 변속기케이스에도 변형이 발생하는데, 비틀림각 수정은 기어 가공시 발생하는 기어 리이드오차 및 축변형을 고려하여 결정한다. 기어 리이드 방향의 치형수정은 크라우닝만으로 리이드오차를 보정해 주는 방식이 주로 사용되나 편측 지지된 기어의 경우에는 리이드오차를 보정하는 크라우닝을 부가하고, 축변형에 의한 기어 리이드 방향의 치간섭량을 비틀림각 수정으로 보정한다.

Fig.4는 치형수정 영역을 도시한 것이다. 기어 리이드오차 E_3 만큼 치폭의 3등분한 두점에서 치폭의 양단까지 선형적으로 릴리프시킨 경계선, 축변형량 E_4 에 기어 리이드오차 E_3 를 선형적으로 추가하여 릴리프시킨 경계선으로 치형수정 영역을 정

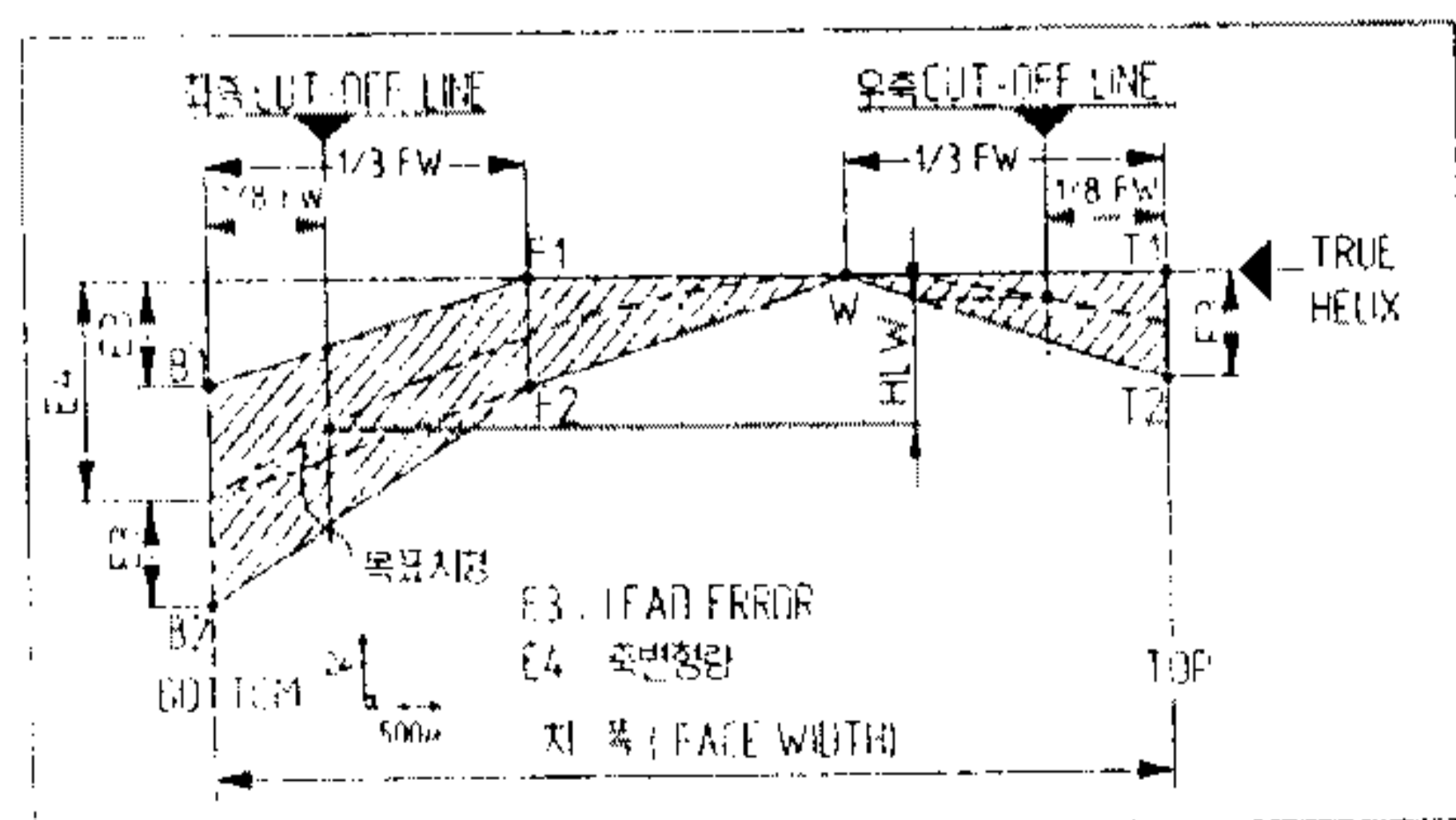


Fig. 4 기어 리이드 방향의 치형수정 영역

의하는데 Fig.4의 빗금 친 부분으로 표시된다.

치형수정 영역의 점 B_1, F_1, W, T_1 을 지나는 B-spline곡선을 상한계치형곡선이라 하고 B_2, F_2, W, T_2 을 지나는 B-spline곡선을 하한계치형곡선이라 할 때, 목표치형곡선은 상·하한계치형곡선의 평균값으로 정의되며, 압력각수정의 목표치형 수정곡선과 동일한 방법으로 함수로 나타낼 수 있다.

$$y(x) = a + bx + cx^2 + dx^3 \quad (4)$$

여기서 a, b, c, d 는 오차량 E_3, E_4 와 치폭을 3등분한 두점의 위치에 의하여 정의된다.

또한 목표치형곡선의 최고점의 위치는 치폭 중앙에서 좌우로 치폭의 1/3되는 영역 내에 존재하여 치접촉 영역이 치면의 중앙부에 있게 한다.

4. 목표치형 범위에 대한 치형측정 데이터의 변환설정

목표치형은 치형수정 작업을 위한 세이빙커터(shaving cutter)의 공구연삭시 기준이 되는 치형으로 사용된다. 그리고 목표치형범위는 기존 기어 가공설비 및 치형 측정장비에서 사용할 수 있는 Table 2와 같은 치형측정 데이터 형식으로 변

Table 2 치형측정 데이터 형식

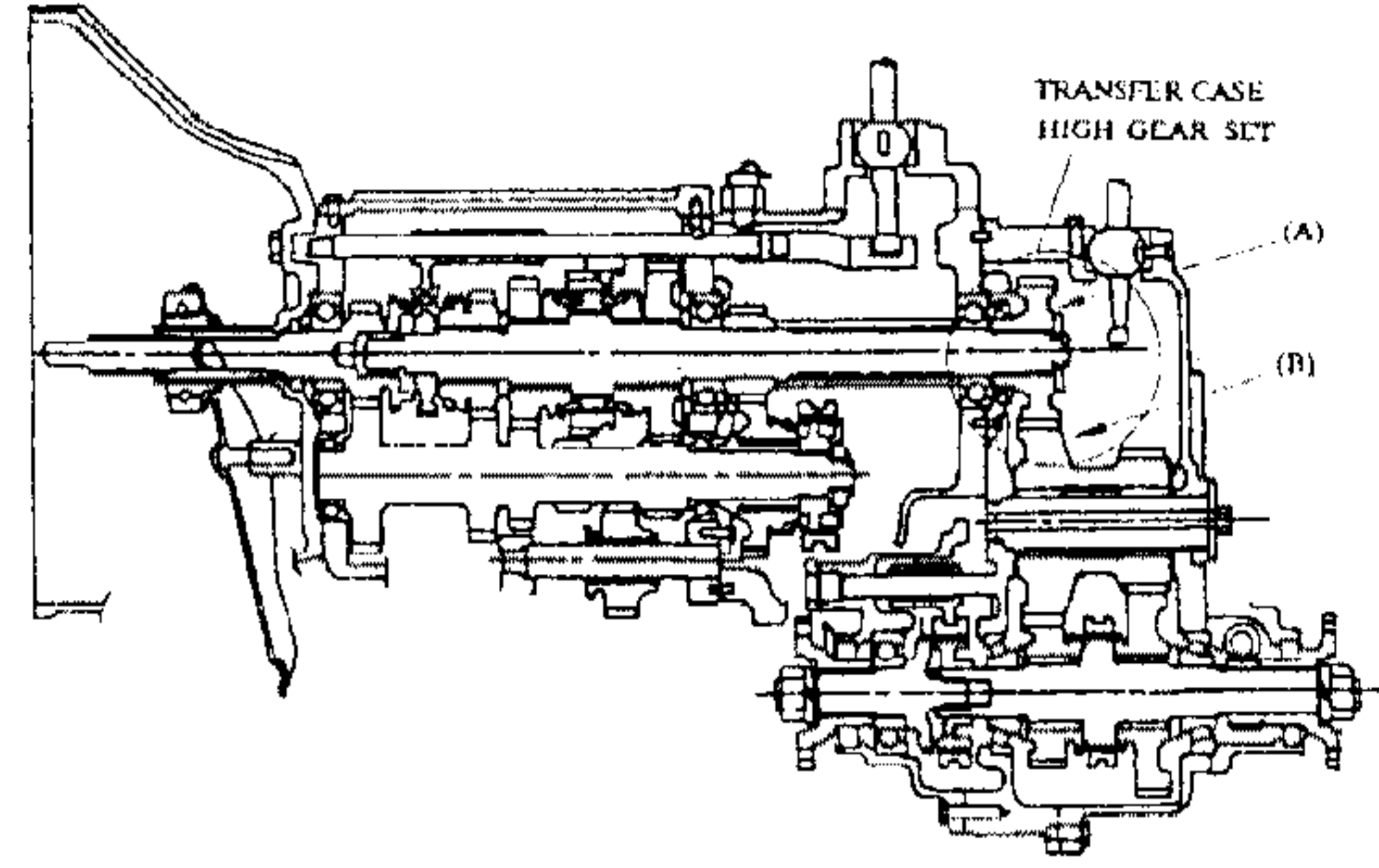
구분	치형 관리 형식	내 용
기어 프로파일 방향		<ul style="list-style-type: none"> *CL : 물림길이(contact length) *CLP : 치뿌리부의 컷오프량(1/6CL) *CLA : 치끝부의 컷오프량(1/6×CL) *CRNTL : 크라운링 최고점 존재범위의 좌측 경계 *CRNTR : 크라운링 최고점 존재범위의 우측 경계 *CRNP : 크라운링량 *PLW : 압력각 수정량 *FA : 압력각 오차량 *PLW 및 FA의 부호 : "+"는 압력각 감소
기어 리이드 방향		<ul style="list-style-type: none"> *FW : 치폭(face width) *BBL : BOTTOM측의 컷오프량(1/8×FW) *BTL : TOP측의 컷오프량(1/8×FW) *CRNTL : 크라운링 최고점 존재범위의 좌측경계 *CRNTR : 크라운링 최고점 존재범위의 우측경계 *CRNL : 크라운링량 *HLW : 비틀림각 수정량 *HA : 비틀림각 오차량 *HLW 및 HA의 부호 : "+"는 비틀림각 증가

환 설정되는 것이 필요한데, 이것은 함수로 표현된 목표치형과 상·하한계치형 및 치형측정에 사용되는 컷오프라인(cut-off line)과의 교점에서 세산적으로 구할 수 있다.

5. 자동차용 변속기의 기어화인소음 저감대책

본 연구에서 제안한 기어화인소음 저감대책은 Table 3과 같다. 전술한 치형수정 방법을 적용하기 위하여 Fig.5의 사륜구동 자동차용 변속기 및 부변속기를 실험대상으로 한다.

변속기 부하상태에서 무항실에 엔진 및 변속기를 장착하고 준 정상상태(quasi-steady state) 조건으로 엔진의 전 부하 및 회전수 영역에 걸쳐 변속기 수위의 각 위치에서 발생하는 음압레벨(sound intensity level)을 측정하여 소음이 비선형적으로 돌출 되는 변속단, 위치 및 엔진 부하조건을 선택한다. Fig.6은 실험장치 구성도이고, Fig.7은 실험장치 사진이다. 선택된 변속단, 위치 및 엔진 부하조건에서 엔진의 전 속도에 대한 음압 스펙트럼 분석(acoustic intensity spectral analysis)을 통하여 최악의 소음을 발생시키는 엔진 회전수 범위를 찾아낸다. 이러한 최대 소음발생 운전조건을 대상으로 한 정상상태(steady state) 즉, 정부하,



- * 적용엔진 : 2.0L gasoline, Max. Torque:157Nm/3,000rpm
- * 변속비 : (1단)3.565 (2단)2.212 (3단)1.430 (4단)1.000 (5단)0.894 (Rev)3.854 (High)1.000 (Low)2.204

Fig.5 사륜구동차량용 변속기 및 부변속기

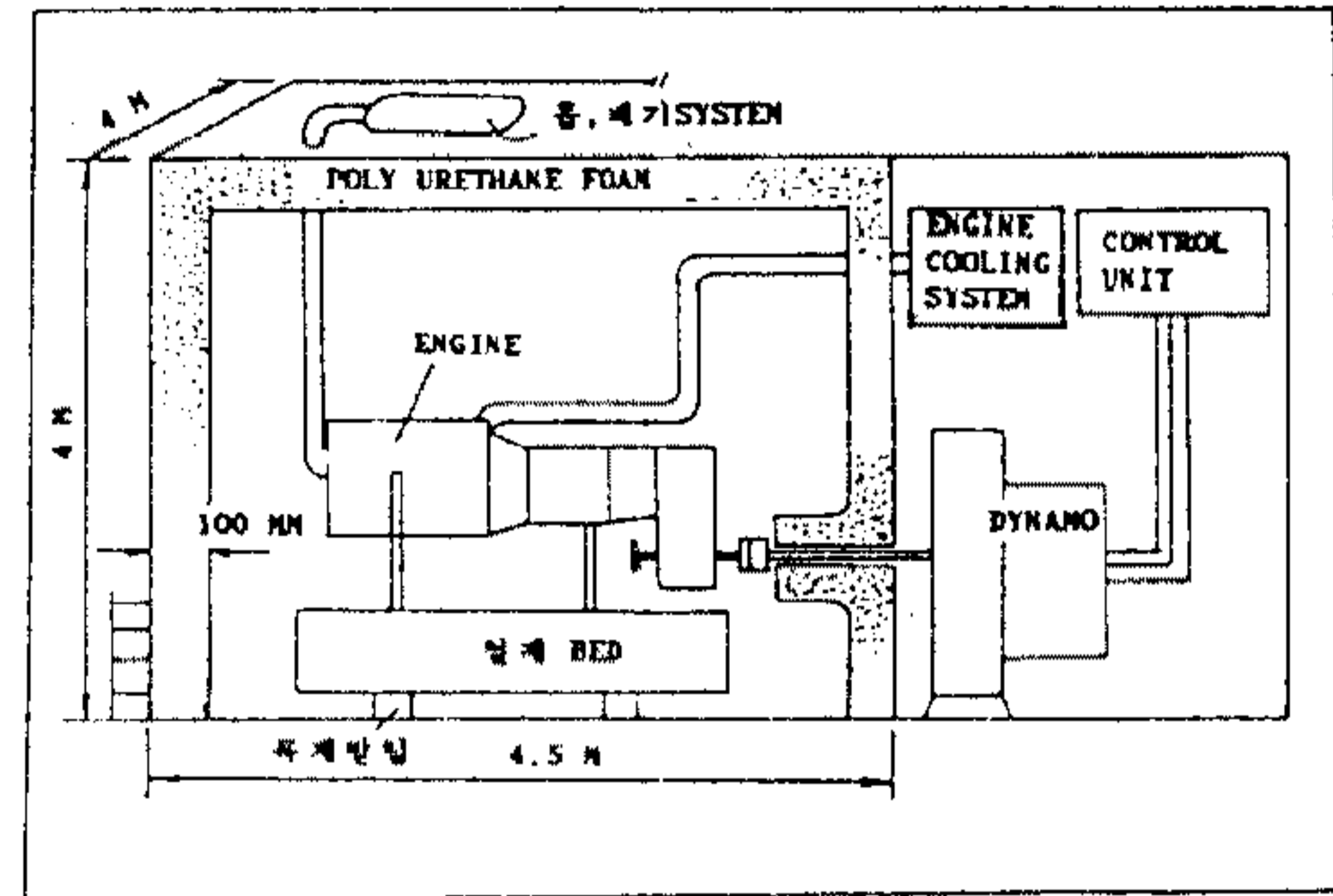


Fig.6 실험장치 구성도

Table 3 기어화인소음 저감대책

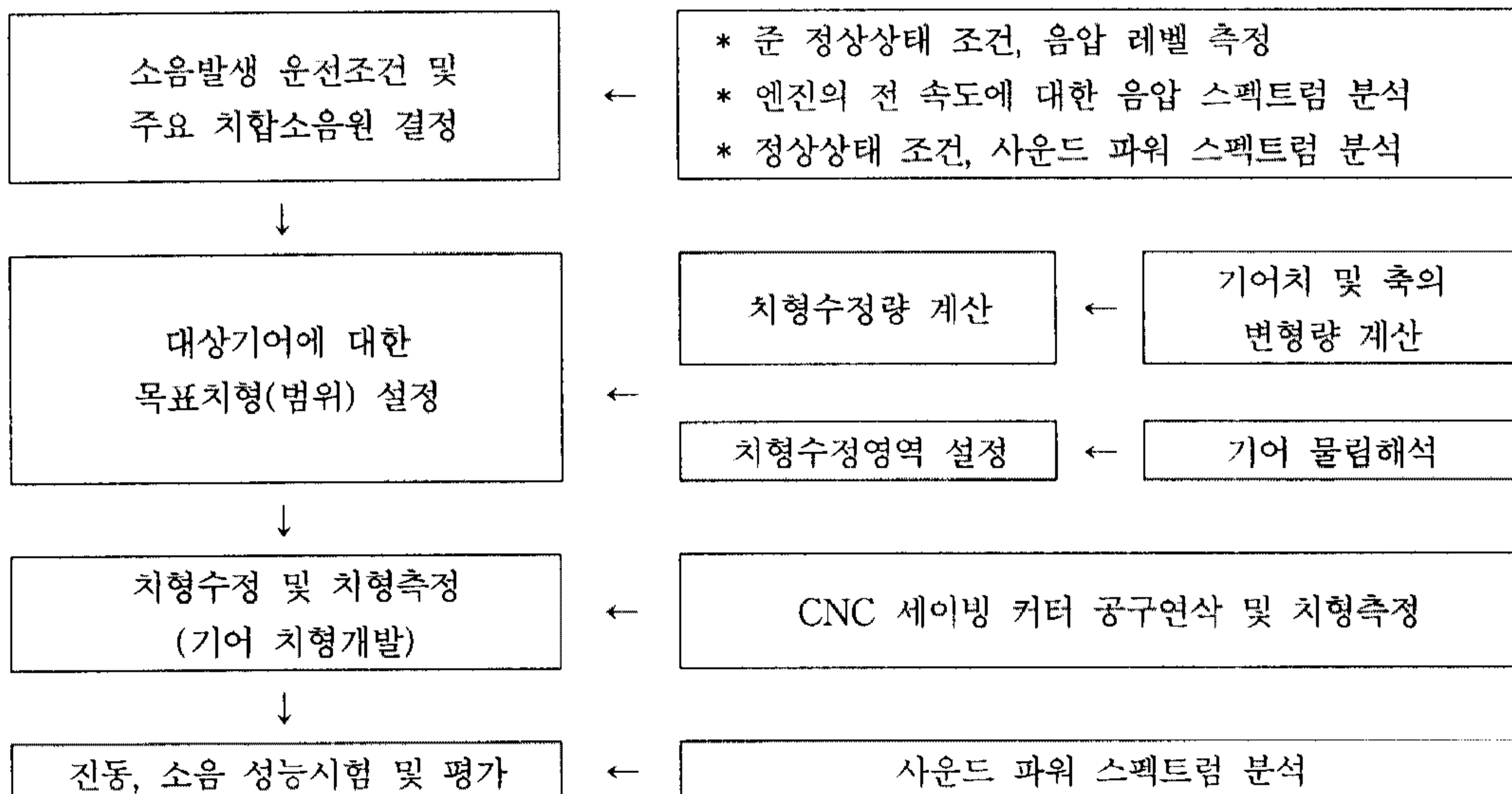


Table 4 소음측정 및 분석 결과

단계	Quasi-Steady-State Acoustic Intensity (Fig.8)	Spectral Analysis over Speed Range (Fig.9)	Noise Source Identification(Sound Power Measurement, Fig.10)
분석 결과	3단 및 5단 변속시 최대 비선형 돌출부위를 스펙트럼 분석대상으로 선정함.	부변속기 하이기어셋트의 치합주파수(0.652×엔진회전수)가 거의 모든 속도에서 돌출되고 최악의 조건은 5단, 3,200rpm, 126Nm(출력)임.	부변속기 하이기어셋트의 치합주파수(2,100Hz)가 주소음원 임.

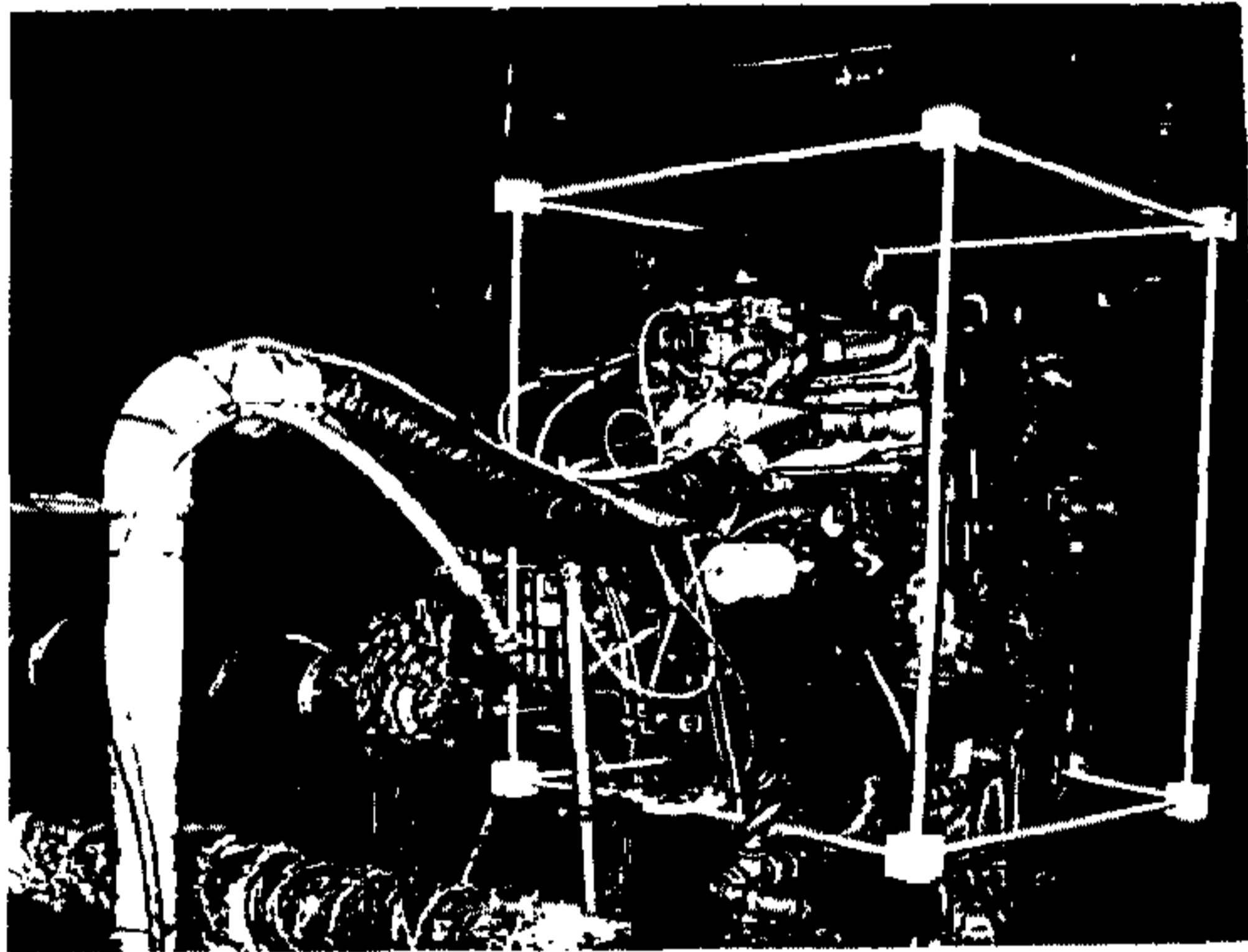


Fig.7 실험장치 사진

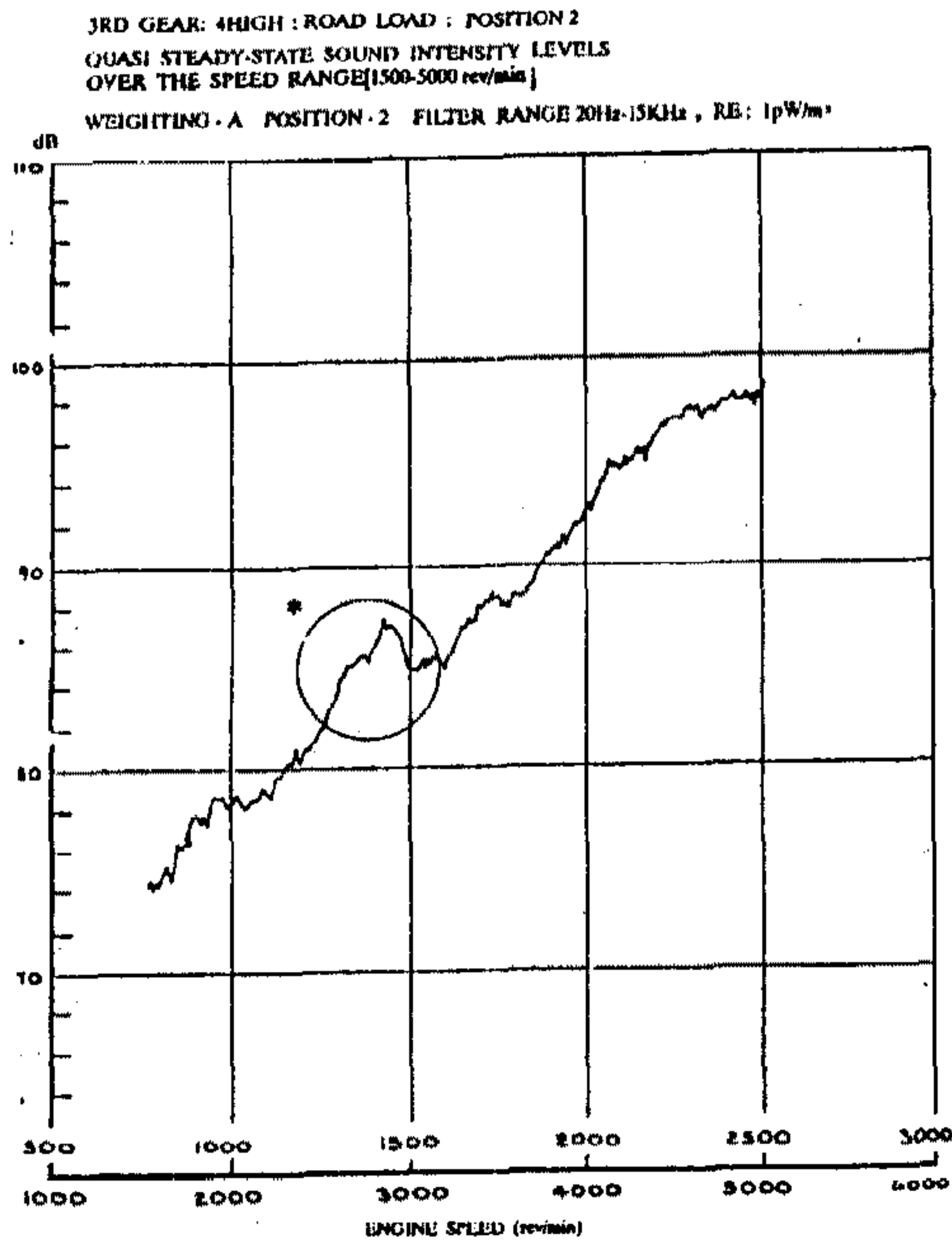


Fig.8 Sound Intensity Levels

정속도, 고정 변속단 조건으로, 변속기의 각 부분에서 발생하는 소음의 사운드 파워 스펙트럼 분석(sound power spectrum analysis)결과 도출되는 주파수를 근거로 변속기내의 주요 소음원을 찾는다. 각 단계별 소음측정 및 분석 결과는 Table 4와 같고, 부변속기의 하이기어셋트(high gear set, Fig.5의 A, B)의 치합주파수(tooth mating frequency)가 주소음원으로 판명되었으며, 최악소음 발생 운전조건은 5단, 3,200rpm, 126N(출력)이다.

부변속기 하이기어셋트의 기어치 및 동력축의 변형량을 상용소프트웨어인 RomaxDesigner⁴⁾의 "SHAFT1PLUS" 및 "RLBRG1" 프로그램을 사용하여 계산한 결과는 Table 5에 있다. 주어진 데이터로부터 본 연구에서 제안한 치형수정법에 의거하여 하이기어셋트의 목표치형을 개선할 수 있었는데 치형측정 데이터 형식 즉, 세이빙 커터의 관리형식으로 변환하면 Table 6과 같다.

압력각 수정, 비틀림각 수정 및 크라우닝 가공은 Table 6의 관리형식 데이터로부터 세이빙 작

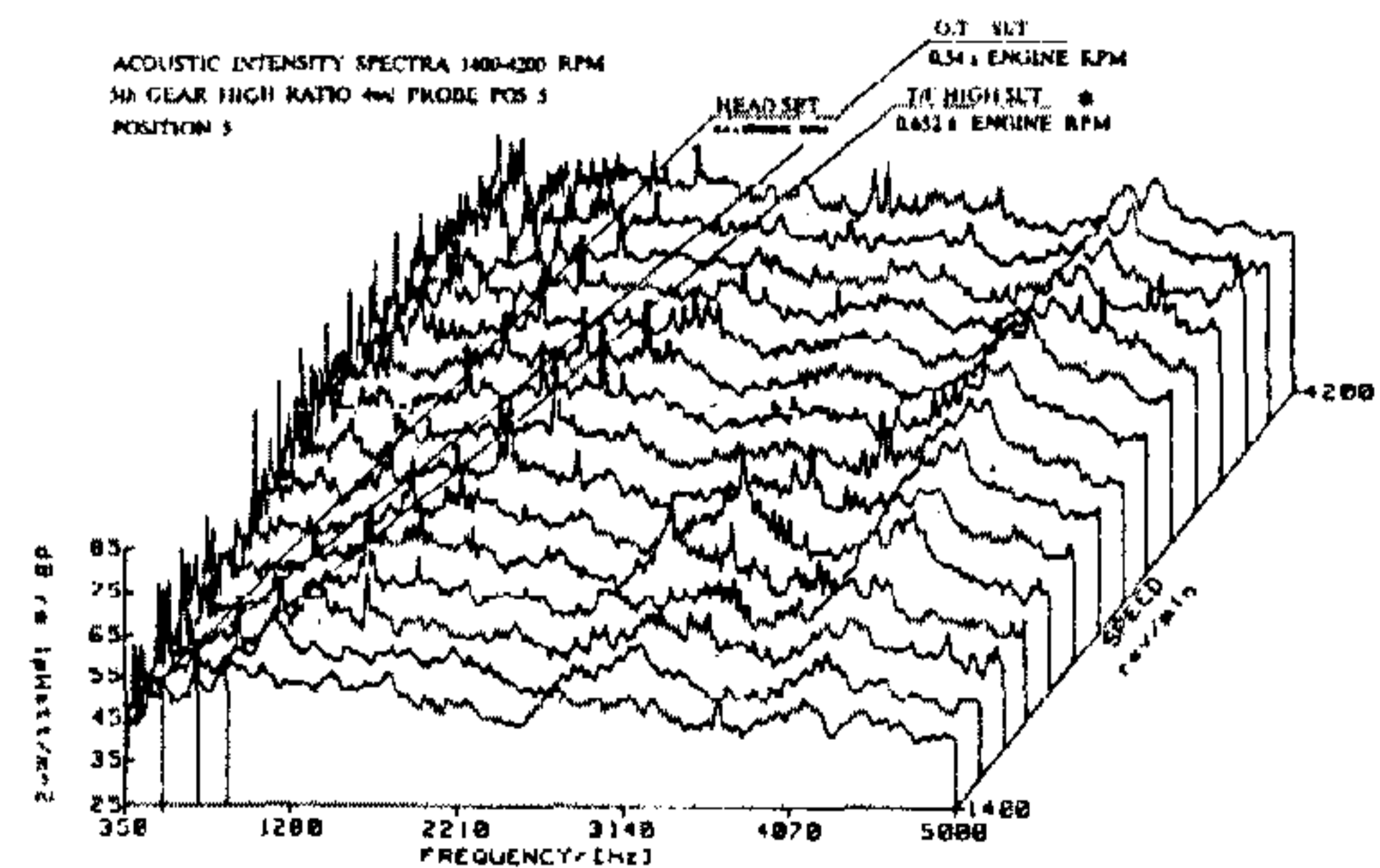


Fig.9 Acoustic Intensity Spectra(Carpet Plot)

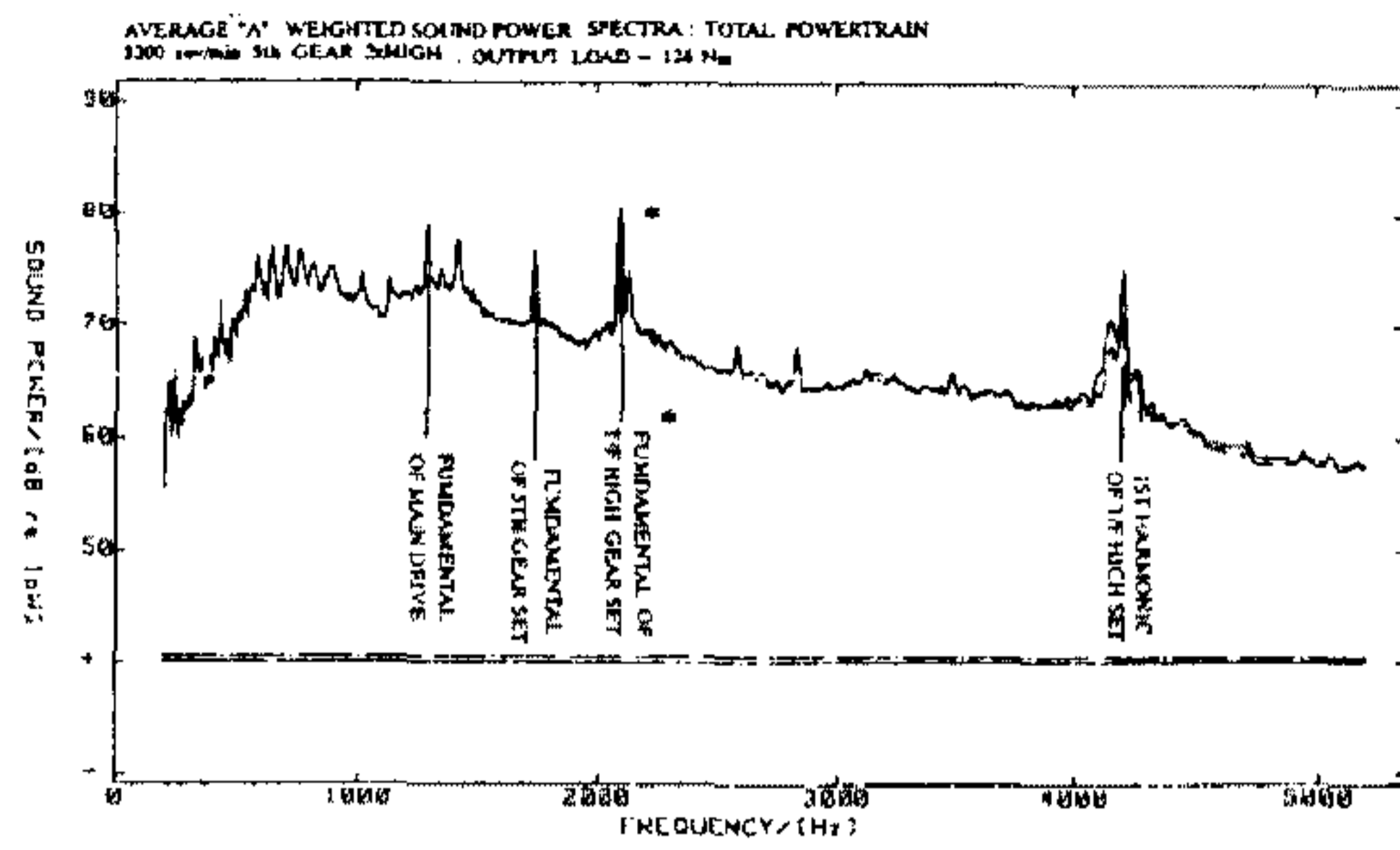


Fig.10 Sound Power Spectra

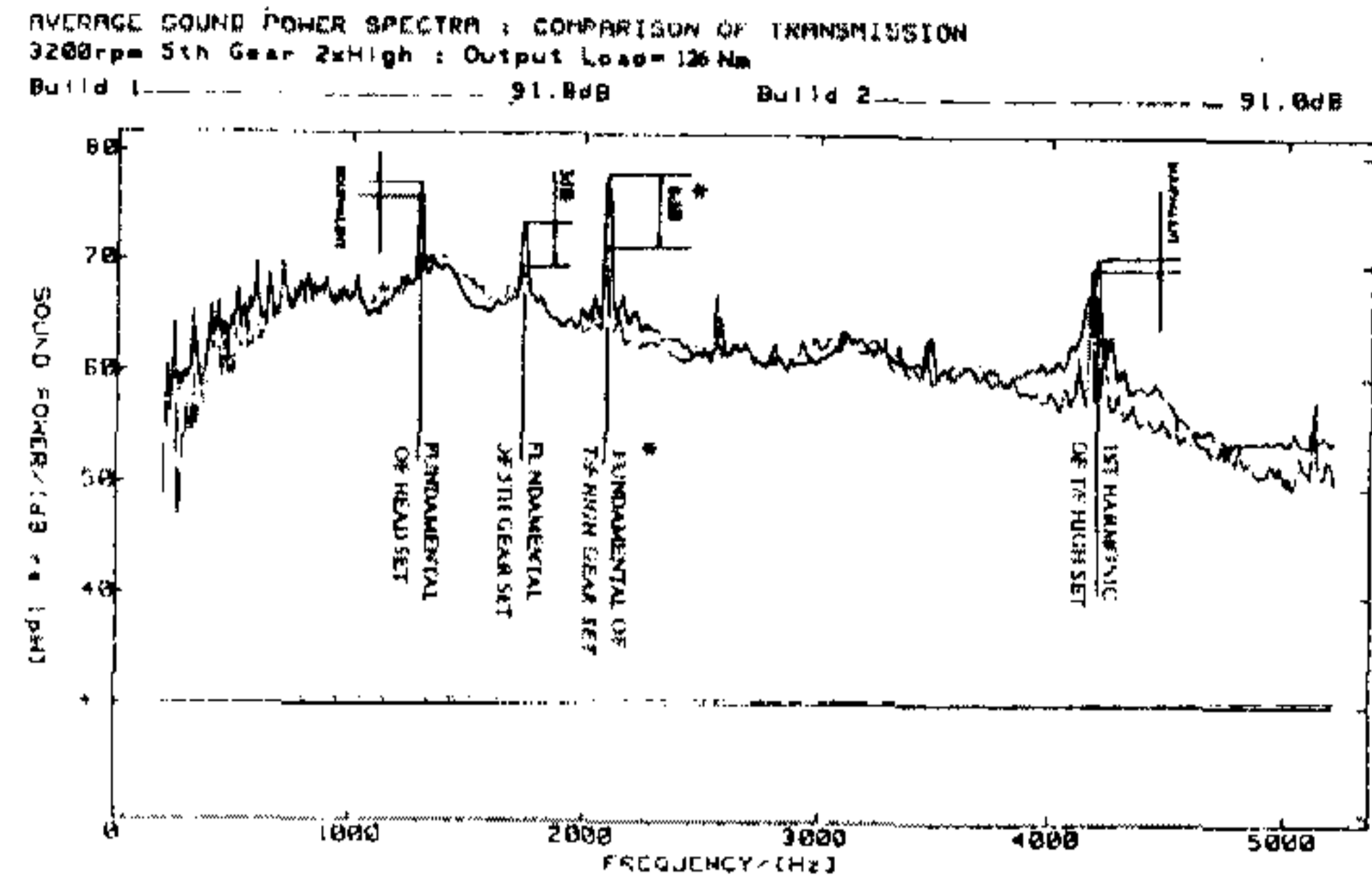


Fig.11 치형수정 적용효과(Sound Power Spectra, 실선 : 적용전, 점선 : 적용후)

Table 5 기어치 및 동력축의 변형량 계산결과

	부변속기 하이기어셋트 사양						기어치의 변형량(D)	축의 변형량(A치)	비 고
	모듈	압력각	잇수	비틀림각	전위계수	치폭			
A	2.0	17.5	35	31.3975	+0.19	24	 *F : Load * α : tilt slope * L : length	*등급 : KS 4급 *프로파일오차 : 15μ *리이드오차 : 15μ *Young' modulus : 206 Gpa *Poisson's ratio : 0.3	
B	2.0	17.5	52	31.3975	-0.19	25.9			*A : 7.5μ *B : 8.4μ

Table 6 목표치형의 세이빙 커터 관리형식 계산결과

	기어 프로파일 방향								기어 리이드 방향							
	CL (mm)	CLP (mm)	CLA (mm)	CRNTL (mm)	CRNTR (mm)	CRNP (μ)	PLW (μ)	FA (μ)	FW (mm)	BBL (mm)	BTL (mm)	CRNTL (mm)	CRNTR (mm)	CRNL (μ)	HLW (μ)	HA (μ)
A	10.69	1.78	1.78	2.78	6.34	5.7 ± 5	7.08	± 10.2	24	3.0	3.0	8.0	16.0	$8.7 + 3.4$	-6.2	± 6.2
B	10.69	1.78	1.78	4.35	7.91	5.1 ± 4.6	5.2	+9.9	25.9	3.24	3.24	8.63	17.26	5.4 ± 5.4	0	± 11.4

업하였다. 제작된 기어의 치형은 치형측정기(Osaka Semitsu, CLP35)에서 측정하여 Table 6에서 설정된 목표치형 범위내의 존재 여부를 확인하였다.

결정된 최악소음발생 운전조건 및 치합 소음원의 주파수에 대하여 치형수정 적용 전후의 사운드 파워 스펙트라를 비교 측정하였다. 치형수정 적용 전후의 소음저감 효과가 Fig.11에 도시되어 있다. 치형수정을 적용한 결과, 최대소음 발생원인 부변속기 하이기어셋트의 치합주파수(2100Hz)에서의 소음이 약 8dB정도 감소함을 보였다. 이 치합주파

수의 1차 하모닉 주파수(1st harmonic frequency, 4200Hz)대의 소음은 치형수정 전·후를 비교해 보면 큰 차이가 없다는 것을 알 수 있는데 이로써 일반이론인 치합주파수대의 소음은 기어이빨의 고체충돌에 기인하고 하모닉 주파수대의 소음은 기어제작오차에 기인한다는 것을 보여주고 있다. 즉, 기어치간의 고체충돌을 방지하기 위한 “치형수정”은 치합주파수대의 기어소음저감에 효과적인 대책임을 알 수 있다.

6. 결 론

변속기의 핵심구성부품인 맞물린 기어의 기어치 및 축의 변형에 의한 고체충돌 메커니즘에 기인한 기어화인소음을 저감시키기 위한 이론적인 최적목표치형 및 치형 존재 범위를 설정하고, 이것을 기어 치형 측정장비 및 가공설비에 호환성 있게 적용하기 위한 치형관리 형식으로서의 변환설정 방법을 제시하여 실제로 제품에 적용한 결과, 최대소음 발생원인 부변속기 하이기어셋트의 치합주파수 소음이 약 8dB 정도 감소함을 보였다. 하중이 가해진 상태에서, 맞물린 기어의 치변형, 기어가 지지되고 있는 축의 변형 및 기어제작오차를 주로 고려하였는데, 변속기케이스의 변형 및 가공오차, 관련 구성부품의 열변형, 변속기내 회전부품의 질량 불평형(mass unbalance)에 의한 영향 등을 추가로 고려하면 더욱 더 신뢰성이 향상된 결과를 기대할 수 있다. 제안된 목표치형 설정방법은 자동차용 변속기에 국한되지 않고 일반 범용 및 산업용 기계에 사용되는 모든 변속장치에도 적용이 가능한 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

1. D.W.Dudley, The Handbook of Practical Gear Design, 2nd Edition, Mcgraw-Hill, pp. 8.12~8.20, 1984.
2. AGMA Standard 218.01, "The Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth", The American Gear Manufacturers Association.
3. AGMA Paper 109.16, "Profile and Longitudinal Corrections on Involute Gears".
4. RomaxDesigner, A single Engineering Model For Transmission Design, Romax-technology Ltd of Newmark, UK, 1997.
5. Y. Terauchi, H. Nadano and M. Nohara, "On the Effect of the Tooth Profile Modification on the Dynamic Load and Sound Level of Spur Gear", JSME Paper 207-19, 1982.
6. S. Kato, K. Yonekura and T. OMORI, "Analytical Procedure for Gear Tooth Surface Modification Reducing Gear Noise", SAE Paper 852273, 1985.
7. K. Umezawa and T. Suzuki, "On the Design of a Low Vibration Helical Gear for Automobiles", SAE Paper 87122, 1987.
8. A. H. Middleton, "Noise Testing of Gearboxes and Transmission Using Low Cost Digital Analysis and Control Techniques", SAE Paper 861284, 1986.