



공학박사 학위논문

# 농업용 트랙터 동력전달계의 기어 래틀 및 치합 소음 저감에 관 한 연구

A study on gear rattle and whine noise reduction of power transmission system for agricultural tractor

2023년 2월

서울대학교 대학원

농업생명과학대학 바이오시스템공학과

최 찬 호

# 농업용 트랙터 동력전달계의 기어 래틀 및 치합 소음 저감에 관한 연구 A study on gear rattle and whine noise reduction of power transmission system for agricultural tractor

## 지도교수 박 영 준

이 논문을 공학박사 학위논문으로 제출함 2023년 2월

# 서울대학교 대학원 농업생명과학대학 바이오시스템공학과 최 찬 호

최찬호의 공학박사 학위논문을 인준함 2023년 2월

위욱	빈 장	(인)
부위	원장	(인)
위	원	<u>(인)</u>
위	원	(인)
위	원	(인)

# 농업용 트랙터 동력전달계의

# 기어 래틀 및 치합 소음 저감에 관한 연구

A study on gear rattle and whine noise reduction of power transmission system for agricultural tractor

## 최 찬 호

#### 국문초록

농업용 트랙터는 엔진, 변속기, 유압시스템 등 다양한 소음원이 존재하며, 전통적으로 엔진이 가장 큰 소음원이라고 알려져 있다. 그러나 엔진 설계 기술 이 발전에 따라 상대적으로 가려져 있던 변속기 동력전달계의 소음이 이슈가 되고 있다. 농업용 트랙터 변속기의 동력전달계는 PTO 전동라인과 구동륜으로 동력을 전달하는 주행 변속부로 구분된다. 최근 주로 채택되는 독립형 PTO 시 스템은 엔진과 직접 연결되어 동력전달 효율은 좋으나 진동/소음에 취약한 구조 임에도 이에 대한 연구가 부족하다. 또한 구동륜으로 전달되는 주행 변속부는 기어 전달오차에 의해 발생하는 기어 치합 소음이 주요 이슈이다. 그러나 기어 전달오차를 고려한 저소음 주행 변속부 설계를 위한 체계적인 연구는 미비하다. 본 연구에서는 농업용 트랙터의 동력전달계 소음 개선을 위해 PTO 전동라인의 기어 래틀 소음과 주행 변속부의 기어 치합 소음을 저감을 목적으로 연구를 수 행하였다. 기어 래틀 소음과 기어 치합 소음은 발생 원인 및 메커니즘이 서로 다르므로 크게 두개 파트로 구분하여 연구를 수행하였다.

첫번째 파트인 PTO 전동라인의 기어 래틀 저감을 위해 영향인자를 분석하 여, 백래시를 갖는 스플라인 체결부, 비틀림 댐퍼 등과 같은 비선형 강성 요소 는 회전계에 동적 거동에 급격한 변화를 일으킬 수 있는 요소임을 확인하였다.

i

PTO 전동라인의 기어 래틀 소음 저감을 위하여 비선형 거동을 야기하는 스플 라인 백래시가 전체 동적 거동에 미치는 영향을 시험을 통해 확인하였다. 실내 시험은 기어 래틀 소음을 제외한 다른 소음이 제거된 환경에서 수행하였고, 앤 진 모사가 가능한 모터제어 시스템을 구축하였다. 변속기 입력축과 다수의 스플 라인 체결부를 거쳐 회전 진동이 전달되는 PTO 구동기어 회전속도 응답을 계 측하여 동적거동 변화를 확인하였으며, 동시에 기어 래틀 소음도 계측하였다. 엔진 아이들 회전속도 구간인 700 ~ 1,000 rpm에서 수행된 실내시험을 통해 920 rpm에서 급격한 동적 거동 변화인 점핑 현상이 발생하였으며, 동시에 기어 래 틀 소음도 10.9 dBA 감소하였다. 시험을 통해 엔진 아이들 회전속도 구간에서 PTO 전동라인의 동적 거동 특성은 크게 3개 구간으로 구분되었다. 첫번째 구간 은 입력축 대비 PTO 구동기어의 회전속도 변동량이 증폭하는 과응답 구간이며, 두번째 구간은 점핑 현상이 발생하는 순간의 과도응답 구간이었다. 세번째 구간 은 회전속도 변동량의 증폭 수준이 낮게 유지되는 저응답 구간으로 기어 래틀 소음 또한 낮은 수준을 유지하였다.

점핑 현상의 주요 인자 분석을 위해 스플라인 백래시를 반영한 1D 시뮬레 이션을 수행하였다. 시뮬레이션을 통해 과응답 구간에서는 스플라인 내외측 치 가 양방향 충돌을 하였으며 PTO 구동기어의 회전속도 변동량이 증폭되었다. 반 면에, 저응답 구간에서는 스플라인 내외측 치가 단방향 충돌을 하였으며, 회전 속도 변동량이 증폭되는 현상은 나타나지 않았다. 또한 점핑 현상의 발생 원인 인 스플라인 백래시의 크기 변화에 따른 영향을 시뮬레이션을 통해 추가적으로 검토하였다. 시뮬레이션 모델에 반영된 스플라인 중 가장 큰 백래시 크기를 갖 는 PTO 클러치의 허브축과 마찰판 사이의 스플라인 백래시를 변경하였으며, 기 본 백래시 크기인 0.50 mm를 기준으로 제작 가능한 크기인 0.1 mm와 0.9 mm에 대해 동적 거동을 확인하였다. 스플라인 백래시가 0.10 mm, 0.50 mm인 경우에는 양방향 충돌이 발생하였고, 0.90 mm인 경우는 엔진 가진의 2차 성분이 증가하지 않았으며, 저응답 구간의 충돌 거동인 단방향 충돌이 나타났다.

스플라인 백래시 크기에 따른 PTO 전동라인의 동적 거동 변화를 시험을 통해 확인하였다. 스플라인 백래시 수준은 PTO 클러치의 마찰판과 허브축 사이 의 스플라인 체결부의 백래시의 크기를 0.10 mm(Type A), 0.50 mm(Type B), 0.90 mm(Type C), 1.30 mm(Type D) 로 제작하여 시험을 수행하였다. Type A를 적용한 시 험에서는 점핑 현상이 발생하지 않았으며, 스플라인 백래시 수준이 커질수록 점 핑 현상이 발생하는 회전속도가 점점 낮아졌다. 스플라인 백래시 크기에 따라기어 래틀 소음이 급격히 감소하는 회전속도 또한 낮아졌다.

첫번째 파트의 연구를 통해 농업용 트랙터의 엔진 아이들 회전속도는 저응 답 구간에 설정되어야 정숙성을 유지할 수 있음을 알 수 있었다. 또한 기어 래 틀 소음을 감소시키기 위해서는 PTO 전동라인의 진동 전달 경로 상의 스플라 인 백래시 크기를 증가시켜, 설정할 수 있는 엔진 아이들 회전속도를 낮출 수 있었다.

두번째 파트인 주행 변속부의 기어 치합 소음 저감을 위해서 주요 원인인 기어 전달오차를 최소화할 수 있는 기어 설계 기법에 대해 연구하였다. 기어 전 달오차를 저감하기 위해 농업용 트랙터 변속기에 인가되는 부하 특성 및 차량 제조 환경을 고려하여 기어 매크로 제원 최적화 기법을 이용하였다. 본 연구 대 상 트랙터의 전/후진부의 전진 기어, 주변속부의 1단, 2단, 4단 기어를 대상으로 최적화를 수행하였다. 기어 매크로 제원 최적화의 목적함수는 기어 전달오차와 동력전달 효율로 설정하였고, 유전알고리즘(NSGAIII)을 이용하였다. 최적화를 통 해 동력전달 효율은 기존 수준으로 유지하며, 기어 전달오차를 최소화할 수 있 는 기어 매크로 제원을 도출하였다. 기어 매크로 제원 최적화를 통해 도출된 기 어 사양이 실제로 소음 저감 정도를 확인하기 위해 시험 장비를 구축하였다.

시험은 3축 다이나모미터를 이용하여 엔진 및 유압 소음 등 다른 소음원을 통제하였고, 사용 비율이 높은 변속 단수인 10단, 11단, 16단에서 엔진 정격 토크 의 20 %와 50 %의 부하수준을 고려하여 시험을 수행하였다. 소음 측정 결과, 엔 진 운전 회전속도 구간에서 엔진 정격 토크의 50%의 부하가 변속기로 입력되었 을 때 10단, 11단, 16단에서 변속기 전체 소음은 각각 2.99 dBA, 3.90 dBA, 3.31 dBA 개선되었다. 변속기로 인가되는 부하수준이 엔진 정격 토크의 20 %인 경우, 10단, 11단, 16단에서 각각 3.30 dBA, 2.21 dBA, 2.42 dBA 소음이 개선되었다. 결과적으로 기어 매크로 제원 최적화를 통해 2개 부하 조건에 대해 기어 치합 소음이 저감 되는 것을 확인하였다.

기어 성분의 소음 수준을 비교하기 위해 차수 분석을 수행하였고, 소음 저 감 정도를 확인하였다. 전진기어의 하모닉 성분 중에서 2차 하모닉 성분의 소음 수준이 가장 높았고 최적화를 통해 5.13 dBA 저감되었다. 또한 주변속 1단, 2단, 4단 기어의 기어 치합 소음은 각각 8.52 dBA(2차 하모닉), 4.52 dBA(1차 하모닉), 9.95 dBA(1차 하모닉) 개선되었다. 또한 변속기 시스템 공진점과 기어 성분의 교

iii

차할 때의 소음수준을 비교한 결과, 최적화 대상기어의 소음이 효과적으로 저감 되는 것을 확인하였다.

따라서 기어 매크로 제원 최적화를 통해 여러 기어 성분이 복합적으로 기 여한 변속기 전체소음과 기어 하모닉 성분의 소음 모두 효과적으로 저감됨을 확인하였다. 따라서 부하가 빈번하게 변동하며, 작업에 따라 다양한 부하 수준 이 인가되는 농업용 트랙터 변속기의 소음 저감을 위해 기어 매크로 제원 최적 화 기법이 유효함을 본 연구를 통해 확인하였다.

주요어 : 동력전달계, 기어 래틀 소음, 기어 치합 소음

학 번:2019-31241

국문초록	 į
12-1	

목 차

List of Tables	•••••••••••••••••••••••••••••••••••••••	ix
List of Figures	••••••	xi

1	제1장서 론
1	1.1. 연구 배경
5	1.2. 연구 목적
	1.3. 문헌 연구
ㅐ틀 소음8	1.3.1. 기어 라
]합 소음12	1.3.2. 기어 치

# 제 2 장 트랙터 소음 수준 비교......17

2.1. 연구 대상 트랙터	17
2.2. 기어 래틀 소음 수준 비교	
2.2.1. 시험 방법	18
2.2.2. 계측 결과 분석	20
2.3. 기어 치합 소음 수준 비교	22
2.3.1. 소음 계측 방법	22
2.3.2. 소음 계측 결과 분석	24

3.1. I	PTO 전동라인 개요	27
	3.1.1. PTO 전동라인의 기본 구성	27
	3.1.2. 연구대상 PTO 전동라인	29
	3.1.3. 기어 래틀 소음 영향 인자	32
3.2.	시험 기반 스플라인 백래시의 영향 확인	35
	3.2.1. 시험 배경 및 목적	35
	3.2.2. 시험 환경 구성 및 계획	37
	3.2.3. 시험 결과 결과	39
3.3.	점핑 현상의 주요 인자 분석을 위한 시뮬레이션	44
	3.3.1. 시뮬레이션 모델 구성	44
	3.3.2. 시뮬레이션 결과	48
	3.3.2.1 스플라인 백래시의 영향	48
	3.3.2.2 스플라인 백래시의 크기에 따른 PTO 전동라인의 동적	거동
	해석	60
3.4.	시험 기반 스플라인 백래시 크기의 영향 분석	69
	3.4.1. 시험 계획	69
	3.4.2. PTO 전동라인의 동적 거동 분석	72
	3.4.3. 고찰 및 분석	80
3.5.	결론 및 고찰	86
	3.5.1. 과응답 구간(Phase I)의 응답 분석	86
	3.5.2. 과도응답 구간(Phase II)의 응답 분석	92
	3.5.3. 저응답 구간(Phase III)의 응답 분석	99
	3.5.4. 연구 결과 활용	103

# 제 4 장 트랙터 주행 변속부의 기어 치합 소음 저감......105 4.1. 주행 변속부의 기어 치합 소음......105

4.1.1. 기어 치합 소음 원인	105
4.1.2. 기어 전달오차	105
4.1.3. 기어 치합 소음 저감 방안	108
4.2. 기어 매크로 제원 설계 최적화	109
4.2.1. 연구대상 트랙터	109
4.2.2. 기어 전달오차 계산	111
4.2.3. 기어 효율 계산	116
4.2.4. 기어 매크로 제원의 최적화	118
4.3. 실내시험 : 기어 치합 소음 저감 확인	127
4.3.1. 시험 장치 구성	127
4.3.2. 시험 계획	129
4.4. 기어 치합소음 계측 결과	132
4.4.1. 변속기 전체 소음(Overall noise level) 비교	132
4.4.2. 차수분석(Order tracking analysis)	137
4.4.3. 기어 치합 소음 수준 비교	147
4.4.3.1 전진 기어	148
4.4.3.2 주변속 1단 기어	155
4.4.3.3 주변속 2단 기어	158
4.4.3.4 주변속 4단 기어	162
4.5. 결론 및 고찰	166
제 5 장 결 론	168
참고 문헌	174
부록 A	178

B	84
	B

Abstract	.19	3	3
----------	-----	---	---

## List of Tables

Table. 1 Specification of test tractors    17
Table. 2 Equipment specifications for gear whine noise measurement
Table. 3 Specification of engine and PTO driveline         30
Table. 4 Circumferential backlash and P.C.D at each spline couplings
Table. 5 Equipment specifications for gear rattle noise measurement
Table. 6 Gear rattle noise level according to dynamic behavior change         43
Table. 7 Inertia of each mechanical components         46
Table. 8 Total meshing stiffness and backlash level of spline couplings
Table. 9 Change of main excitation component due to spline backlash
Table. 10 Changes in main excitation according to spline backlash level
Table. 11 Backlash Levels of v spline coupling for additional Lab. test       72
Table. 12 Rotational speed at which phase I occurred
Table. 13 Changes in rotational speed fluctuation and sound pressure levels according
to jumping phenomenon
Table. 14 Quartiles of the rotational speed fluctuation of PTO driving gear
Table. 15 IQR(InterQuartile Range) of the rotational speed fluctuation of PTO driving
gear
Table. 16 Ouartiles of the rotational speed fluctuation of PTO driving gear
Table. 17 IOR(InterQuartile Range) of the rotational speed fluctuation of PTO driving
gear
Table. 18 Quartiles of the rotational speed fluctuation of PTO driving gear in transient
response range (Type D)
Table. 19 IQR(InterQuartile Range) of PTO driving gear in transient response range
(Type D)
Table. 20 Quartiles of rotational speed fluctuation at phase III
Table. 21 IQR(InterQuartile Range) of rotational speed fluctuation
Table. 22 Specification of research target tractor         110
Table. 23 Coefficients for approximate polynomial function       115
Table. 24 Load conditions for optimization    120
Table. 25 Gear tooth reference profile and accuracy
Table. 26 Upper and lower boundary of optimization parameter
Table. 27 Optimization result of F gear pair in of F/R shift part
Table. 28 Optimization result of 1st gear pair in main shift part         124
Table. 29 Optimization result of 2nd gear pair in main shift part
Table. 30 Optimization result of 4th gear pair in main shift part
Table. 31 Comparison of PPTE and gear efficiency before and after optimization 126
Table. 32 Specification of measurement system    128
Table. 33 Test condition for gear whine noise measurement
Table. 34 Inspection results of test gear precision grade         132
Table. 35 Comparison of overall noise level according to gear macro-geometry
optimization136
Table. 36 Order table of harmonic components of F gear and main shift gear pairs
(Initial specification) 139

Table. 37 Order table of harmonic components of F gear and main shift gear pairs	
(Optimized specification)	139
Table. 38 Comparison of noise level of harmonic component of F gear pair	149
Table. 39 Comparison of noise level of harmonic component of main 1st gear pair1	155
Table. 40 Comparison of noise level of harmonic component of main 2nd gear pair.	159
Table. 41 Comparison of noise level of harmonic component of main 4th gear pair	163

# List of Figures

Figure. 1 Agricultural tractors for noise level comparison
Figure. 2 Measurement of gear rattle using magnetic pick-up sensor
Figure. 3 Gear rattle phenomenon measurement for PTO driveline
Figure. 4 Comparison of PTO shaft speed for test tractors
Figure. 5 Comparison of acceleration on PTO shaft housing for test tractors
Figure. 6 Tractor driving test for measurement of gear whine noise
Figure. 7 Microphone position from SIP
Figure. 8 Comparison of overall noise level in cabin for target tractors
Figure. 9 Comparison of noise level in cabin for target tractors using 3D color map.
Figure. 10 Comparison of gear whine noise for test tractors using order analysis 26
Figure. 11 Various type and configuration of PTO driveline
Figure. 12 Typical PTO driveline configuration of modern tractor
Figure. 13 PTO driveline configuration of research target tractor
Figure. 14 Characteristics of torsional stiffness of torsional damper
Figure. 15 Schematic diagram of tractor PTO driveline used in this study
Figure. 16 Cross-section of PTO clutch and GSP gear of PTO driveline
Figure. 17 Measurement system for gear rattle noise
Figure. 18 Rotational speed response measured in the range of 700 to 1,000 rpm40
Figure. 19 Rotational speed measurement result of input shaft and PTO driving gear.
Figure. 20 Rotational speed fluctuation and gear rattle noise level of PTO driveline
Figure. 21 Configuration of 1D dynamic simulation.
Figure. 22 Cantilever beam model of single spline
Figure. 23 Simulation plan for PTO dynamic behavior analysis according to input
rotational speed
Figure. 24 2nd order amplitude according to rotational speed based on lab. test 49
Figure. 25 Change of main excitation source magnitude at phase I (700 rpm) 52
Figure. 26 Change of main excitation source magnitude at phaseIII (1,000 rpm) 54
Figure. 27 Simulation results of relative displacement and collision force of spline
coupling at phase I (700 rpm)
Figure. 28 Simulation results of relative displacement and collision force of spline
coupling at phase [] (1,000 rpm)
Figure, 29 Simulation plan for PTO dynamic behavior analysis according to spline
backlash level
Figure. 30 Simulation results with v spline with 0.10 mm backlash applied
Figure. 31 Simulation results with v spline with 0.50 mm backlash applied
Figure. 32 Simulation results with v spline with 0.90 mm backlash applied
Figure. 33 Simulation results of spline coupling behavior at 900rpm (v spline backlash
level : 0.1 mm)
Figure. 34 Simulation results of spline coupling behavior at 900rpm (v spline backlash
level : 0.5 mm)

Figure. 35 Simulation results of spline coupling behavior at 900rpm (v spline backlash
level : 0.9 mm)
Figure. 36 PTO clutch(friction disk, hub shaft) specimens with adjusted backlash
level
Figure. 37 Measurement results of rotational speed of Type A (backlash level :
0.10mm)
Figure. 38 Measurement results of rotational speed of Type B (backlash level :
0.50mm)
Figure. 39 Measurement results of rotational speed of Type C (backlash level :
0.90mm)
Figure. 40 Measurement results of rotational speed of Type D (backlash level :
1.30mm)
Figure. 41 Response of PTO driving gear at phase III (970rpm)
Figure. 42 Measurement results of rotational speed for input shaft and PTO driving
gear
Figure. 43 Gear rattle noise measurements according to spline backlash level 84
Figure. 44 Measurement results of rotational speed and gear rattle noise at phase I .88
Figure. 45 Box Plots for Dynamic Behavior Analysis.
Figure. 46 Box plot of rotational speed fluctuation of PTO driving at phase I 90
Figure, 47 Measurement results of rotational speed and gear rattle noise at phase $\Pi$ .
93
Figure 48 Box plot of rotational speed fluctuation
Figure 49 Measurement result of rotational sneed and gear rattle noise at 870
TIZUIV. 77 NIVASUIVIIVIIVIIVIIVIIVIIVIAISUVVA AIN ZVALTAUUVISVALO/V
rpm(Type D)
righter. 45 Micasurement result of rotational speed and gear rathe noise at 676         rpm(Type D)
righter, 49 intrastructurent result of rotational speed and gear rattle noise at 670         rpm(Type D)
righter. 49 intrastrement result of rotational speed and gear rathe noise at 676         rpm(Type D)
Figure. 49 Frequencies of relational speed and gear fattle holse at 676         rpm(Type D)
righter. 49 inteasurement result of rotational speed and gear rathe noise at 670         rpm(Type D)
righter. 49 inteasurement result of rotational speed and gear rathe noise at 676         rpm(Type D)
Figure. 45 Measurement result of rotational speed and gear rattle noise at 676         rpm(Type D)
right: 4) inclusion end of rotational speed and gear rathe noise at 070         rpm(Type D)
righte: 49 Measurement result of rotational speed and gear rattle noise at 070         rpm(Type D)
righte. 47 Measurement result of rotational speed and gear ratife noise at 676 rpm(Type D)
righter. 49 Measurement result of rotational speed and gear rathe noise at 670         rpm(Type D)
right c. 47 Steash energy of rotational speed and gear rathe noise at 676         rpm(Type D)

Figure. 68 Order tracking analysis of 10th gear (Initial gear specification, Input load :
147 N·m)
Figure. 69 Order tracking analysis of 11th gear (Initial gear specification, Input load :
147 N·m)
Figure. 70 Order tracking analysis of 16th gear (Initial gear specification, Input load :
147 N·m)
Figure 71 Order tracking analysis of 10th gear (Ontimized gear specification, Input
load · 147 N·m) 144
Figure 72 Order tracking analysis of 11th geor (Ontimized geor specification Input
load + 147 Nim)
147  N/m
Figure. 75 Order tracking analysis of 16th gear (Optimized gear specification, input
load : 14/ N·m)
Figure. 74 Resonance frequency of measurement results(10th gear)
Figure. 75 Comparison of 1st harmonic (F gear pair) at 16th gear
Figure. 76 Comparison of 2nd harmonic (F gear pair) at 16th gear
Figure. 77 Comparison of 3rd harmonic (F gear pair) at 16th gear 151
Figure. 78 Order tracking analysis of F gear pair (1st harmonic component) at
resonance frequency of 845.0 Hz152
Figure. 79 Comparison of noise level of F gear pair (1st harmonic component) at 16th
gear
Figure. 80 Order tracking analysis of F gear pair (2nd, 3rd harmonic component) at
resonance frequency of 2066Hz154
Figure. 81 Comparison of noise level of F gear pair(2nd, 3rd harmonic component) at
16th gear
Figure. 82 Comparison of 1st harmonic of Main 1st gear pair156
Figure. 83 Comparison of 2nd harmonic of Main 1st gear pair
Figure. 84 Order tracking analysis of Main 1st gear pair (1st, 2nd harmonic
component) at resonance frequency of 845.0 Hz157
Figure. 85 Comparison of 2nd harmonic components of Main 1st gear pair at
resonance frequency of 845.0 Hz158
Figure. 86 Comparison of 1st harmonic (Main 2nd gear pair)159
Figure. 87 Comparison of 2nd harmonic (Main 2nd gear pair)160
Figure. 88 Order tracking analysis of Main 2nd gear pair (1st, 2nd harmonic
component) at resonance frequency of 845.0 Hz161
Figure. 89 Comparison of 2nd harmonic components of Main 2nd gear pair at
resonance frequency of 845.0 Hz
Figure. 90 Comparison of noise level of Main 4th gear pair(1st harmonic component)
at 16th gear
Figure. 91 Comparison of noise level of Main 4th gear pair(2nd harmonic component)
at 16th gear
Figure. 92 Order tracking analysis of Main 4th gear pair (1st, 2nd harmonic
component) at resonance frequency (845Hz)
Figure. 93 Comparison of 1st harmonic components of Main 4th gear pair at
resonance frequency of 845.0 Hz
I V

Figure. A. 1 Order tracking analysis of 10th gear (Initial gear specification, Input
load : 59.0 N·m) 178
Figure. A. 2 Order tracking analysis of 11th gear (Initial gear specification, Input
load : 59.0 N·m) 179
Figure. A. 3 Order tracking analysis of 16th gear (Initial gear specification, Input
load : 59.0 N·m) 180
Figure. A. 4 Order tracking analysis of 10th gear (Optimized gear specification, Input
load : 59.0 N·m) 181
Figure. A. 5 Order tracking analysis of 11th gear (Optimized gear specification, Input
load : 59.0 N·m) 182
Figure. A. 6 Order tracking analysis of 16th gear (Optimized gear specification, Input
load : 59.0 N·m) 183
Figure. B. 1 Inspection result of F driving gear184
Figure. B. 2 Inspection result of F idle gear185
Figure. B. 3 Inspection result of F driven gear186
Figure. B. 4 Inspection result of Main 1st driving gear
Figure. B. 5 Inspection result of Main 1st driven gear
Figure. B. 6 Inspection result of Main 2nd driving gear
Figure. B. 7 Inspection result of Main 2nd driven gear
Figure. B. 8 Inspection result of Main 4th driving gear
Figure. B. 9 Inspection result of Main 4th driven gear

## 제1장서 론

#### 1.1. 연구 배경

농업용 트랙터는 엔진, 변속기, 유압시스템 등과 같이 다양한 소음 발생원 을 보유하고 있으며, 일반적으로 엔진이 가장 큰 소음원으로 알려져 있다. 트랙 터는 큰 견인력을 얻기 위하여 출력 토크가 큰 디젤 엔진을 사용하며, 가솔린 엔진에 비하여 큰 소음을 발생시킨다. 과도한 소음은 작업 중 운전자의 피로도 를 높이며, 심한 경우에는 청력 저하로 이어질 수 있으므로 소음 저감에 대한 요구가 지속적으로 증가하고 있다[1-3].

최근 들어 엔진 소음이 낮아지면서 엔진 소음에 가려져 있던 변속기 소음 이 이슈가 되고 있다. 최근 연구 결과에 의하면, 트랙터 캐빈에서 계측된 실내 소음에서 변속기 소음 수준이 엔진 소음 수준보다 높은 경우가 보고되었다[4]. 게다가 미국과 유럽에서는 노외(off-road) 차량에 대한 배기가스 관련 법규가 점 점 엄격해지고 있으며, 이에 대한 대응으로 농업 분야에서는 배기가스 제로 배 출(zero-emission)을 위하여 전동구동 트랙터에 대한 연구가 활발히 진행되고 있 다[5, 6]. 그러나 전기구동 차량도 다양한 종류의 소음 및 진동 문제가 존재하며, 가장 큰 이슈가 감속기의 기어 소음이라고 보고되었다[7]. 따라서 이러한 트랙 터 개발 환경 및 이슈에 의해 변속기 기어 소음 저감은 필수적으로 수행되어야 한다.

농업용 트랙터 변속기의 기어 소음은 무부하 상태에서 기어 충돌에 의한 기어 래틀 소음(rattle noise)과 부하 상태에서 기어 물림에 의해 발생하는 기어 치합 소음(whine noise)으로 나눌 수 있다. 트랙터 동력전달계의 경우, 기어 래틀 소음은 엔진 직결 방식을 취하는 독립형 PTO 전동라인의 변속부에서 주로 발 생하며, 기어 치합 소음은 엔진 동력을 구동륜까지 전달하는 주행 변속부에서 주로 발생한다.

농업용 트랙터에서 PTO 전동라인의 구성은 여러 형태가 있으나, 최근에는 동력전달 효율을 높이기 위하여 엔진과 PTO 전동라인을 직접 연결하는 독립형 PTO를 주로 사용한다. 독립형 PTO는 동력전달 효율 측면에서는 유리하지만 엔 진 연소에 의한 회전 진동이 PTO 전동라인에 직접적으로 전달되어 소음과 진 동에 취약하다[8].

일반적으로 기어 래틀 소음은 기어쌍으로 입력되는 회전속도 변동에 의해

결정된다고 알려져 있다[9]. 엔진으로부터 발생한 회전속도 변동은 진동 전달 경로 상에 기계요소 부품을 거쳐 기어쌍으로 전달된다. 이 과정에서 기어 래틀 소음의 발생 유무를 결정하는 래틀 조건(rattle threshold)은 클러치, 축 등과 같은 동력전달계의 구성요소에 영향을 받는다[10].

수동 변속기용 자동차 및 트럭의 동력전달계는 엔진, 플라이휠, 비틀림 댐 퍼, 축, 기어쌍 등의 요소로 구성되어 있기 때문에 진동 전달 경로보다는 비틀 림 댐퍼를 이용한 래틀 소음 저감에 대해 주로 연구되었다[11-13]. 반면, 농업용 트랙터의 독립형 PTO 전동라인은 동력전달 및 차단을 위한 습식 다판 클러치, 작업 속도를 트랙터 주행 속도와 연동시키기 위한 GSP(Ground Speed PTO) 변속 기어 등 여러 기계요소 부품을 포함하고 있어 자동차 또는 트럭용 동력전달계 에 비하여 상대적으로 복잡한 구조를 갖는다. 이러한 구조적 특수성으로 인하여 독립형 PTO 전동라인은 진동 전달 경로에 고려해야할 요소가 많아 기존의 자 동차 분야의 연구를 그대로 적용하는 데에는 한계가 있다. 따라서 엔진 회전 진 동을 저감하기 위한 비틀림 댐퍼에 대한 연구뿐만 아니라 진동 전달 경로상의 동적 거동도 PTO 전동라인의 기어 래틀 소음 저감을 위하여 반드시 분석되어 야 한다.

농업용 트랙터의 PTO 전동라인은 비틀림 댐퍼 뿐 아니라 습식 다판 클러 치, GSP 변속기 등 기계요소 부품을 연결하기 위한 스플라인 체결부의 백래시 및 기어 백래시 등과 같이 비선형 요소들이 직렬로 연결되는 구조를 갖는다. 비 틀림 댐퍼와 같이 상대 각변위에 따라 다른 강성을 적용하는 비선형 요소는 특 정 회전속도에서 기어 래틀 소음 수준이 급격히 변하는 점핑 현상(jumping phenomenon)을 야기한다고 알려져 있다[14]. 따라서 비틀림 댐퍼와 같이 비선형 거동을 야기할 수 있는 기계요소 부품을 적용할 경우에는 전체 시스템에 미치 는 영향을 고려해야 기어 래틀 현상을 이해할 수 있다. 특히, 독립형 PTO 전동 라인은 구조적인 특성으로 인하여 다수의 축, 습식 다판 클러치의 마찰판과 허 브축, 슬라이딩 기어 변속 방식을 채택하는 GSP 변속기어 등 모든 기계요소 부 품이 스플라인 체결에 의해 연결된다. 스플라인 체결부는 단순 체결 또는 슬라 이딩 운동을 필요로 하는 변속 등 목적에 따라 백래시의 크기를 각각 다르게 적용한다. PTO 전동라인에서 다수의 스플라인 체결부의 거동은 전동라인 전체 거동에 복합적으로 작용하므로 이에 대한 종합적인 연구가 필요하다.

트랙터 변속기 소음 중 기어 래틀 소음과 더불어 주요 이슈가 되는 것이

기어 치합 소음이다. 기어 치합 소음은 대체적으로 고주파 영역에서 발생하여 낮은 음압 수준에서도 인지하기 쉬우며, 순음(pure tone noise)의 특성을 가지고 있다[15]. 더욱이 농업용 트랙터는 승용차와 달리 다양한 농작업을 수행하기 위 하여 16/24/32단 등 많은 변속 단수를 사용하므로 기어 물림에 의해 발생하는 기어 치합 소음의 발생원이 상대적으로 많아 지속적으로 개선이 요구된다.

기어 치합 소음 저감을 위해서는 주요 원인으로 알려진 기어 전달오차(gear transmission error)를 최소화해야 한다. 기어 전달오차는 기어 모듈, 압력각, 비틀 림각 등을 결정하는 매크로 제원(macro geometry) 설계와 팁 릴리프(tip relief)와 크라우닝(crowning) 등을 결정하는 마이크로 치형(micro geometry) 설계를 통해 최소화할 수 있다. 그러나 자동차용 변속기와 농업용 트랙터 변속기의 구조적 특수성 및 제작 환경을 고려하여 소음 저감 기법을 선택적으로 적용해야 한다.

자동차용 변속기는 5 ~ 8단을 적용하는 반면에 농업용 트랙터는 다양한 차 속에서 엔진 정격 출력을 사용할 수 있도록 16 ~ 32단을 적용한다. 또한, 차량의 제조 특성을 보면 승용차의 생산 대수가 농업용 트랙터의 비해 상대적으로 많 은 편이다. 두 차량의 구조적인 특성 및 제조 환경을 고려하면 자동차동 변속기 의 기어는 소품종 대량 생산이 가능하며 트랙터는 상대적으로 다품종 소량 생 산 방식으로 생산된다. 따라서 자동차용 변속기의 기어는 종류는 적고 대량으로 생산하므로 매크로 제원 및 마이크로 치형 설계 등을 통해 소음을 고려한 최적 설계가 가능하다. 반면에 농업용 트랙터 변속기의 기어는 종류는 많지만 소량 생산으로 기어의 제작 원가를 높이기 어렵다. 따라서 농업용 트랙터 변속기에 적용되는 기어는 정밀도가 높은 기어를 적용하기 어렵다. 일반적으로 기어 마이 크로 치형 설계는 제작오차보다 치형 수정량이 더 클 경우에만 그 효과가 유효 하다[16]. 트랙터 분야에서 주로 적용하는 기어 정밀도(ISO 8급)를 고려하면 프 로파일 편차(Total profile deviation, *F<sub>a</sub>*)는 22 µm이며, 일반적으로 트랙터 변속기의 기어에 적용하는 치형 수정량이 10 ~ 20 µm 수준임을 고려하면 마이크로 치형설 계는 트랙터 변속기에 적용하는데 한계가 있다[17].

기어의 제작 정밀도가 낮으면 치형 수정을 위해 설계된 팁 릴리프와 크라 우닝 양보다 제작 오차가 더 커져 치형 수정을 적용할 수 없으므로 마이크로 치형 설계를 통한 기어 치합 소음 저감은 트랙터 분야에 적용하는 데에는 한계 가 있다.

또한 마이크로 치형 설계는 특정 부하 조건에 대해 기어 전달오차를 최소

화하는 방법으로 다양한 부하 조건 및 급격한 부하 변동 조건에서 사용하는 트 랙터 변속기 기어에 적용하기에는 한계가 있다. 트랙터용 변속기는 쟁기, 로터 리, 로더 작업 등 각 작업마다 부하 수준이 다르며, 작업 중 부하 변동이 크기 때문에 마이크로 치형 설계를 통한 치합 소음 저감은 큰 효과를 기대하기 어렵 다. 따라서 다양한 부하 조건 및 부하변동이 발생하는 농업용 트랙터 변속기는 기어 매크로 제원 설계를 통해 기어 치합 소음을 저감하는 것이 적절하다고 판 단된다. 그러나 농용 변속기 분야에서는 동력전달 효율을 개선하기 위한 연구가 한정적으로 수행되었으며, 기어 전달오차를 고려한 기어 매크로 제원 설계에 대 한 연구는 미비한 실정이다[18]. 또한, 기어 치합 소음을 저감하기 위해서는 기 어 강도와 동력전달 효율 뿐 아니라 기어 전달오차도 고려한 기어 매크로 제원 설계를 수행해야 한다.

본 연구에서는 농업용 트랙터 동력전달계의 기어 래틀 및 치합 소음을 저 감하기 위한 방안에 대해 연구하였다. 다수의 비선형 요소인 스플라인 체결부의 백래시가 PTO 전동라인의 동적 거동과 기어 래틀 소음에 미치는 영향을 실내 시험을 통해 확인하여 소음 저감을 위한 방법을 제시하였다. 또한, 트랙터 주행 변속부의 기어 치합 소음 저감을 위한 기어 매크로 제원에 대한 최적 설계를 수행하여 최적화된 기어 사양을 제시하였다. 최적화된 기어 매크로 제원에 대해 실내시험을 통해 소음 개선 정도를 확인하여 본 연구에서 수행된 소음 저감을 위한 최적 설계에 대한 유효성을 검증하였다.

#### 1.2. 연구 목적

본 연구의 목적은 연구대상 트랙터 동력전달계의 기어 래틀 및 치합 소음 을 저감하기 위한 기술적인 방안을 제시하는 것이다. 본 연구는 2개의 세부 주 제로 구성된다. 첫번째 연구 주제는 트랙터 동력전달계 중 PTO 변속부의 기어 래틀 소음을 저감하는 것이고, 두번째 연구 주제는 트랙터 동력전달계 중에서 구동륜으로 동력을 전달하는 주행 변속부의 기어 치합 소음을 저감하는 것이다.

첫번째 연구 주제인 트랙터 PTO 변속부의 기어 래틀 소음 저감에 대한 구 체적 목적은 다음과 같다.

- 독립형 PTO 전동라인에 존재하는 비선형 요소인 다수의 스플라인 체결 부가 전동라인의 동적 거동 및 기어 래틀 소음에 미치는 영향을 실내시 험(laboratory test)을 통해 확인한다. 이 때, 기어 래틀 소음만을 측정하기 위하여 엔진 및 유압 소음을 제거하고, 엔진 모사가 가능한 모터 제어 시스템을 갖춘 실내시험 환경을 구축한다.
- 2) PTO 전동라인의 입력축과 PTO 구동기어의 회전속도를 계측하여 엔진 아이들 회전속도 구간인 700~1,000 rpm에서 스플라인 백래시에 의한 주 요 가진 성분의 크기 변화를 비교한다. 또한 엔진 아이들 회전속도 구 간에서 회전계의 급격한 동적 거동 변화를 확인하며, 동적 거동 변화에 따른 기어 래틀 소음 변화도 확인한다.
- 3) 실내시험을 통해 확인된 PTO 전동라인에 동적 거동 변화에 대한 주요 인자 분석을 위하여 비선형 요소인 스플라인 백래시를 반영한 1D 시뮬 레이션 모델을 구축한다. 구축된 시뮬레이션 모델을 이용하여 엔진 아 이들 회전속도 구간에서 스플라인 백래시에 의해 주요 가진 성분의 변 화와 기어 래틀 소음을 결정하는 회전속도 변동 수준을 확인한다. 또한, 동일한 회전속도에서 PTO 전동라인의 스플라인 백래시의 크기에 따른 동적 거동 변화를 확인하여 비선형 요소에 대한 영향을 구명한다.
- 4) 스플라인 백래시의 크기에 따른 PTO 전동라인의 동적 거동 변화를 확 인하기 위해 추가적인 실내시험을 수행한다. 스플라인 백래시의 크기를

조절한 시편을 제작하여 PTO 전동라인에 적용하여 1)과 동일한 방법으 로 실내시험을 수행하여 엔진 아이들 회전속도 구간에서 변화를 확인한 다. 또한 스플라인 백래시의 크기에 따라 계측 시간 동안에 회전속도 변동 수준 산포를 확인하기 위해 통계 분석 기법 중에 하나인 사분위수 (quartile) 분석을 수행한다. 이를 통해 스플라인 회전속도 변동의 산포에 따른 기어 래틀 소음 특성을 확인한다.

두번째 연구 주제인 트랙터 주행 변속부의 기어 치합 소음 저감에 대해서 는 소음의 주요 원인으로 알려진 기어 전달오차를 저감하기 위한 기어 매크로 제원 설계 기법에 대해 연구한다. 또한, 기어 전달오차 저감을 통한 소음 수준 저감을 확인하여 최적 설계에 대한 유효성을 확인한다. 이에 대한 구체적인 목 적은 다음과 같다.

- 트랙터 주행 변속부의 기어 치합 소음 저감을 위한 대상 기어에 대해 유전 알고리즘을 이용하여 기어 매크로 제원에 대한 최적 설계를 수행 한다. 기어 매크로 제원 최적 설계를 위한 목적함수는 동력전달 효율과 기어 전달오차로 설정하고, 효율은 최적화 전과 유사한 수준을 유지하 며 기어 전달오차를 최소화할 수 있는 기어 매크로 제원을 도출한다.
- 2) 기어 매크로 제원 설계 최적화에 따른 치합 소음 저감 정도를 확인하기 위한 실내시험을 수행한다. 실내시험은 엔진 및 유압 소음이 제거된 상 태에서 기어 치합 소음만을 계측하기 위해 3축 다이나모미터(3axisdynamometer)를 이용하여 부하 수준과 회전속도를 제어할 수 있는 시험 환경을 구축한다.
- 3) 기어 매크로 제원 설계 최적화 전과 후의 기어 사양에 대해 실내시험을 통해 기어 치합 소음 수준을 계측한다. 실내시험 중에 변속기로 인가되 는 부하 수준은 로터리 및 쟁기 작업을 고려하였으며, 엔진 운전 회전 속도영역을 고려하여 500~2,200 rpm까지 순차적으로 증가시켜 기어 치 합 소음을 계측한다.

4) 최적 설계 전후의 기어 매크로 제원에 대한 소음 시험을 수행하여 계측 된 소음 데이터를 통해 전체 소음(overall noise level) 수준을 비교한다. 전체소음 비교를 통해 주행 변속부의 소음 저감 정도를 dBA 스케일로 제시한다. 또한 기어 물림 차수에 대한 정확한 소음 수준 비교를 위해 차수 분석을 수행한다. 차수 분석을 통해 최적화 대상 기어의 소음 개 선 정도를 평가한다.

#### 1.3. 문헌 연구

#### 1.3.1 기어 래틀 소음

기어 래틀 소음을 저감하기 위하여 주요 발생 원인 및 영향인자에 대해 확 인하였다. 소음 저감에 대한 연구가 많이 수행된 승용차 및 트럭용 변속기의 연 구를 통해 저감 기법 및 시험적 연구방법에 대해 확인하였다. 또한, 자동차 분 야와 농용 변속기의 PTO 전동라인의 구조적인 차별성을 고려하여 소음을 저감 하기 위해 추가적으로 고려해야할 요소들을 확인하였다.

#### 기어 래틀 소음의 영향 인자 연구

S. N. Dogan은 기어 래틀 소음에 영향을 미치는 인자들과 기여도에 대해 제 시하였으며, 기어 래틀 소음에 영향을 미치는 변수를 기어 가진 주파수(gear excitation frequency), 엔진에서 구동 기어로 전달되는 각가속도와 같은 작동 변수 와 기어 백래시, 무부하 기어의 피치원, 무게, 축방향 백래시와 같은 기하학적 변수로 분류하였다[19].

S. Shih는 자동차의 기어 래틀 소음에 대한 근본 원인 및 대책에 대해 연구 하였다. 기어 래틀 소음의 근본 원인인 엔진 가진 요소 이외에도 구동계 관성, 변속기 입력축의 스플라인 백래시 등 여러 설계 변수에 영향을 받는다고 보고 하였다. 또한 기어 래틀 소음 저감을 위하여 클러치 댐퍼 튜닝, 다단 강성 혹은 듀얼 매스 플라이휠(dual mass flywheel, DMF) 댐퍼 적용, 입력축의 스플라인 백래 시를 변화시키는 등의 해결책을 제시하였다[10].

#### 클러치 비틀림 댐퍼에 대한 연구

기어 래틀 소음에 대한 연구는 주로 승용차, 트럭, 버스 분야에서 수행되었 다. 기어 래틀 소음에 영향을 미치는 인자들에 대한 민감도 분석을 수행한 결과, 엔진에서 발생한 가진 요소가 가장 큰 영향 인자라고 보고하였다[11]. 따라서 엔진에서 발생한 회전진동 수준을 최소화하는데 많은 연구가 수행되었다. 특히 엔진과 변속기를 연결하는 클러치 프리 댐퍼(pre-damper) 설계 및 최적화를 이용 하여 통해 문제를 해결하였다.

Wang, M.Y.는 승용차용 5단 변속기의 기어 래틀 소음을 예측하고 분석하기 위하여 클러치, 변속기, 기어가 고려된 회전계의 수치 모델링(numerical modelling) 에 대한 연구를 수행하였다[12]. 클러치 비틀림 댐퍼의 다단 강성과 기어 백래 시의 비선형성을 고려하여 모델링을 구축하였고 계산 효율성을 위한 방법을 제 시하였다. 또한 승용차용 변속기 레이아웃에 대한 시뮬레이션에 대해 본 수학적 모델에 대한 효율성 및 유효성에 대해 확인하였다.

K. Steinel은 상용차 변속기의 클러치 프리 댐퍼를 적용하여 기어 래틀 소음 을 최소화할 수 있다고 보고하였다[13]. 프리 댐퍼의 적절한 강성을 설계할 수 있는 방법에 대해서 연구하였다. 이와 더불어 프리 댐퍼의 작동 각도(operation angle)에 대한 설계에 있어 고려해야할 인자들에 대해 명시하여 상용차 소음 저 감을 개선하였다.

M. Xie는 시험적 방법을 통해 클러치 프리 댐퍼의 설계 변수들을 최적화 할 수 있는지 확인하였다[20]. 클러치 프리 댐퍼의 설계변수로는 작동 각도, 강성, 히스테리스라고 설명하였고, 저자는 광각(wide-angle)-저강성(low-stiffness), 큰 히 스테리시스가 진동 감쇄에 더 효과적이라고 언급하였고 강성 단수(number of stage)가 많을수록 기어 래틀 소음에 유리함을 확인하였다.

Bhagate, R.은 낮은 회전속도에서 주로 발생하는 자동차용 변속기의 기어 래 틀 소음을 해결하기 위하여 실험계획법(design of experiments, DOE)을 이용하여 설계 변수의 최적점을 찾은 연구도 있다[21]. 설계 변수로는 플라이휠, 클러치 강성, 클러치 히스테리시스, 입력축 회전 강성을 선택하여 최적점을 제시하였다.

#### 기어 충돌 예측 기법 연구

Y.J. Park은 기어 래틀 소음이 주로 발생하는 농업용 트랙터 변속기의 PTO 전동라인의 구조에 설명하였다[22]. 차량 및 트럭변속기와 상대적으로 복잡한 구조를 갖는 독립형 PTO 전동라인의 기어 래틀 소음 저감을 위해 10자유도의 비선형 수학적 모델링을 구축하여 기어 충돌을 예측하였다. 수학적 모델은 실내 시험을 통해 유효성을 검증하였으며, 기어 충돌 인자들에 대한 영향도를 분석하 였다. 또한, PTO 전동라인의 가장 큰 영향인자인 비틀림 댐퍼의 강성에 대해 기 어 충돌 수준에 대해 분석하여 PTO 구동기어의 회전 속도 변동량이 최소화하 였다[23]. 수학적 모델을 통해 찾은 최적의 1단 강성값을 적용하여 실내시험을 통해 소음 저감 정도를 확인하였다. 실내시험 결과에 의하면 비틀림 댐퍼가 없 을 때에 비해 최적의 비틀림 댐퍼를 적용하면 약 15 dBA 감소됨을 확인하였다.

S.B. Shim는 트랙터 PTO 전동라인에 안티 백래시 기어(anti-backlash gear)를 적용하여 기어 래틀 소음을 저감하였다[24]. 저자는 수학적 모델링을 통해 기어 쌍의 상대 각 변위가 0이 되기 위한 안티 백래시 기어의 초기 강성을 설계하는 데 이용하였다. 독립형 PTO 전동라인에 안티 백래시 기어를 적용하여 약 11.4 ~ 16.9 dBA 감소함을 실내시험을 통해 확인하여 기어 래틀 소음 저감에 유효함을 확인하였다.

Y. Yakoub는 CAE(Computer Aided Engineering) 기법을 이용하여 수동변속기의 기어 래틀 소음 수준을 예측하기 위한 수치모델 개발 및 사용을 제시하였다[25]. 자동차용 변속기를 유연체가 포함된 다물체 동역학 모델을 통해 구성하였으며, 하우징 표면 진동에 대한 음향 해석을 수행하여 기어 래틀 소음 예측 기법에 대해 소개하였다.

#### 기어 래틀 저감을 위한 실내시험 연구

T. Sakai는 기어 래틀 소음을 저감하기 위한 시뮬레이션 기법과 시험 방법에 대해 소개하였고, 비틀림 댐퍼 튜닝 등 소음 저감에 효과적인 방법을 제시하였 다[26]. 또한 기어 래틀 소음의 인자인 기어 백래시, 엔진 가진력, 무부하 상태 의 피동 기어의 드레그 토크(drag torque)등과 소음과의 관계를 시험적으로 확인 하여 기어 래틀 소음 저감을 위한 방향성을 제시하였다.

Y. Chikatani는 트럭용 변속기에서 클러치의 비틀림 강성에 따른 기어 충돌 특성에 대해서 시험적 방법을 통해 분석하였다[27]. 또한 기어 래틀 소음과 부 하 수준 및 오일 온도와의 상관관계를 실내시험을 통해 도출하였다. 또한 저자 는 엔진 아이들 회전속도 대역에서 트럭 변속기의 비선형 거동에 대해 시험적 으로 확인하였다. 클러치의 2단 비틀림 댐퍼의 적용으로 인해 변속기 기어 래틀 소음이 급격이 감소하는 점핑 현상에 대해서 보고하였다. T. Fujimoto는 경부하용 트럭 변속기(light-duty truck)의 기어 래틀 소음 저감 을 위하여 실내시험 환경을 구축하였고, 기어 백래시에 대한 영향을 시험으로 검토하였다[28]. 실내시험은 입력축과 출력축에 로터리 엔코더를 장착하여 회전 속도 변동을 측정하였으며 입력축과 출력축의 동적 거동에 대해 확인할였다. 또 한 엔진 오일 온도에 따른 동적 거동 변화에 대해 시험적으로 분석하였다.

R. Brancati는 엔진 조화 가진(multi-harmonic excitation)에 의해 발생하는 기 어 래틀 소음 특성을 확인하기 위하여 실내시험을 수행하였다[29]. 실내시험은 기어한쌍 물림 상태에서 기어 래틀 소음 수준을 측정하였으며, 모터와 전동식 가진기를 이용하여 입력축의 회전 가진을 구현하였다.

기어 래틀 소음 저감을 위한 연구는 대부분 자동차 또는 트럭용 수동변속 기 분야에서 주로 많이 수행되었다. 기어 래틀 소음의 영향 인자는 다양하지만 자동차 및 트럭용 수동 변속기는 엔진, 비틀림 댐퍼, 축, 기어 등으로 구성되어 트랙터 PTO 전동라인에 비해 진동 전달 경로가 상대적으로 단순한다. 따라서 자동차 및 트럭용 변속기에서는 엔진 가진을 줄이기 위해 적용된 비틀림 댐퍼 에 한정하여 주로 연구가 수행되었다. 반면, 농업용 트랙터의 PTO 전동라인은 다양한 기능 구현을 위해 여러 종류의 기계요소 부품을 적용하는 구조적 특수 성으로 인해 고려해야할 인자가 많으며, 자동차 및 트럭용 변속기의 연구를 그 대로 적용하기에는 한계가 있었다.

또한 독립형 PTO 전동라인의 기어 래틀 소음 저감을 위한 연구는 자동차, 트럭 분야와 유사하게 비틀림 댐퍼에 한정하여 주로 수행되었다. 다양한 기계요 소 부품으로 구성된 PTO 전동라인의 구조적 특수성을 고려한 연구는 미비한 수준이며, 특히 기계요소 부품을 연결하기 위한 스플라인 백래시와 같은 비선형 요소를 고려한 연구는 수행되지 못했다. 따라서 진동 전달 경로 상의 비선형 요 소는 전체 시스템에 비선형 거동 및 급격한 소음 수준의 변화를 야기하는 중요 한 요소이므로, 비선형 요소인 스플라인 백래시가 전체 시스템에 미치는 영향에 대해 고려된 연구가 필수적으로 수행되어야 한다.

기어 래틀 소음에 대한 영향 인자에 대한 연구는 다른 영향 인자를 통제된 실내시험 환경을 통한 시험적 연구가 많이 수행되었다. 따라서 본 연구에서는 다른 영향인자를 통제하고, 스플라인 백래시가 독립형 PTO 전동라인의 동적 거 동 및 기어 래틀 소음에 미치는 영향을 확인하기 위한 실내 시험 환경을 구축 하여 체계적으로 접근하였다. 또한 시뮬레이션을 통해 스플라인 백래시에 의한 동적거동 특성 확인하며, 스플라인 백래시 수준에 의한 영향도 시험적으로 확인 하여 기어 래틀 소음 저감을 위한 기술적인 방법을 제시할 것이다.

#### 1.3.2 기어 치합 소음

변속기 기어 치합 소음의 주요 원인인 기어 전달오차를 최소화하기 위한 기어 매크로 제원과 기어 마이크로 치형 설계에 대해 살펴보았다. 또한 기어 치 합 소음 저감을 확인하기 위한 실내시험 사례 연구를 통해 실내시험 시 고려해 야하는 인자에 대해 확인하였다.

#### 기어 마이크로 치형 최적 설계 연구

D.J. Tavakoli는 기어 물림 주파수의 하모닉 성분을 최소화하기 위해 기어 전 달오차를을 최소화를 목적으로 마이크로 치형 최적 설계에 대해 연구하였다. 설 계 최적화 변수로는 팁 릴리프와 루트 릴리프로 설정하였으며, 치형 수정 형상 도 직선과 파라볼릭 형태로 구분하여 최적화를 수행하여 최적화를 수행하여 기 어 물림 주파수의 하모닉 성분을 최소화하였다[30].

G. Bonori는 기어 전달오차를 최소화하기 위하여 유전 알고리즘(genetic algorithm)을 이용하여 기어 마이크로 치형 설계 최적화를 수행하였다. 기어 매크로 재원은 고정된 상태로 교차 확률(crossover probability)과 돌연변이 비율 (mutation rate), 치형 수정 형상으로 설정하여 최적화를 수행하여 기어 전달오 차를 최소화하는 방법에 대해 소개하였다[31].

D.J. Fonseca는 프로파일 에러(profile error)가 있는 경우와 이상적인 치형을 갖는 경우에 기어 소음 저감을 위하여 유전알고리즘을 이용한 기어 마이크로 치형설계 최적화 기법을 제시하여 강건설계를 가능토록 하였다[32]. 이를 통해 스퍼 기어의 최적설계에 있어 유전알고리즘을 이용하는 것이 충분한 유효성에 A. Korde는 치합 소음 저감을 위하여 기어 가공 및 제작이 가능한 범위 내 에서 기어 마이크로 치형설계 최적화를 수행하였다[33]. 최적화 변수는 리드 수 정(lead modifications), 인볼루트 수정(involute modifications)을 고려하였고, 상용 소 프트웨어를 이용하여 소음 저감 및 기어 치면 컨택 패턴에 대해서도 개선할 수 있음을 확인하였다.

D. Shelke는 승용차 변속기의 기어 치합 소음 저감을 위한 마이크로 치형설 계 기법에 대해 연구하였다[34]. 상용 소프트웨어를 이용하여 다양한 부하 조건 에 대해 기어 프로파일 치형 설계 최적화 기법을 제시하여 기어 치합 소음 저 감을 위한 설계 기법을 제시하였고, 설계 시간 저감에 대해서도 강조하였다. 또 한 실내시험을 통해 기어 치면 컨택 패턴을 비교하여 실제 설계에 대한 유효성 을 검증하였다.

#### 기어 매크로 제원 최적 설계 연구

기어 매크로 치형설계 최적화를 통한 기어 전달오차 최소화 연구도 다양하 게 수행되었다. 기어 매크로 제원 설계는 기어 모듈, 압력각, 비틀림각, 잇수 등 다양한 변수로 인하여 설계 요구조건을 만족하는 많은 해가 존재한다. 따라서 유전알고리즘을 통해 다목적 최적화를 수행하였다.

D.F. Thomson, 3단 스퍼기어 감속기의 기어 성능을 극대화하기 위한 기어 메크로 제원 최적화를 수행하였다[35]. 최적화의 목적 함수는 기어 굽힘 강도, 치면 접촉 강도는 극대화하고, 기어쌍의 부피 최소화이며, 최적화 결과에 의하 면 치면 접촉 강도와 기어쌍의 부피는 서로 트레이드 오프(trade off) 관계임을 알수 있었다. 저자가 제시한 최적화 기법을 통해 감속기, 기어박스의 설계시에 기본적으로 수행하여야 하는 최적 설계 기법에 대해 제시하였다.

F. Mendi는 1단 기어 박스의 부피를 최소화하기 위해 유전알고리즘을 이용 하여 기어 매크로 제원 최적 설계를 수행하였다[36]. 설계 변수로는 기어 모듈, 잇수, 치폭, 축 직경 및 길이, 베어링 크기을 적용하였으며, 목적함수로는 기어, 축, 베어링의 부피 최소화이다. 최적화를 수행하여 최적 기어 매크로 제원을 제 시하였고 기어, 축, 베이링 등 복잡한 시스템 설계시에 유전알고리즘을 이용한 최적설계가 유효함을 확인하였다.

D. Miler는 기어쌍의 부피를 최소화하고 동력전달 효율을 최대화하기 위한 기어 매크로 제원 최적설계를 수행하였다[37]. 최적화는 부하조건 및 회전속도 가 다른 3가지 조건에 대해 수행하였으며, 설계변수는 치폭, 기어 모율, 구동기 어 잇수, 전위계수 등을 고려하였고, 유전알고리즘(NSGAII)를 이용하였다. 최적 화 결과를 통해, 기어 모듈에 따른 동력전달 효율의 변화, 전위계수 변화에 따 른 동력전달계수, 기어 부피가 최소가 되기 위한 구동기어의 전위계수 등 최적 화 결과에 대한 경향성에 대해 분석하였다.

S.C. Kim은 기어 매크로 제원 설계에 있어 동력전달 효율, 무게뿐만 아니라 소음과 연관된 기어 전달오차도 함께 고려하여야 더 좋은 기어 성능을 갖는 솔 루션을 찾을 수 있다고 하였다[38]. 저자는 기어 매크로 최적화 설계에 있어서 목적함수로 기어 무게, 동력전달 효율 및 기어 전달오차를 모두 고려한 다목적 최적화를 수행하여, 두가지 목적함수와 세가지 목적함수를 고려할 때의 최적화 결과를 비교하였다. 최적화 해집단의 솔루션들의 성능 비교를 위해 목적함수의 값들의 최소, 최대값을 정규화 하였고, 목적함수 간에 트레이드오프(trade-off) 관 계, 파레토 최적 공간(Pareto optimal space)에서의 최적해의 분포에 대해 분석하였 다.

#### 기어 치합 소음 저감을 위한 실내시험 연구

K. Umezawa는 기어 매크로 제원 설계에 의해 결정되는 기어 물림율(contact ratio)과 변속기의 진동 및 소음과의 상관관계를 시험적으로 검토하였다[39]. 기 어 물림율은 정면 물림율(transverse contact ratio)과 측면 물림율(overlap ratio)도 나 뉘며, 각각 다른 정면 및 측면 물림율을 갖는 5개 기어쌍에 대해 실내시험을 수 행하여 800~3,400 rpm구간에서 축방향 및 회전 진동을 계측하였다. 실내시험 계 측을 통해 진동을 줄일수 있는 측면 물림율을 제시하였고, 진동 및 소음에 유리 한 정면 물림율과 측면 물림율의 방향성을 분석하였다. J. Tuma는 트럭 변속기의 소음을 저감하기 위한 실용적인 기법과 절차에 대해 보고하였다[40]. 기어 치합 저감을 위해서는 하우징 설계를 통한 차폐음보 다 기어 설계를 통한 소음 저감이 더 효과적이라고 언급하였다. 변속기의 기어 치합 소음 저감은 HCR(high contact ratio) 기어를 적용하며, 입력 부하에 대해 적 절한 마이크로 치형 설계를 통해 가능하다고 결론 내렸다. 또한 동일한 기어 사 양이더라도 기어 등급에 따라 기어 치합 소음 수준이 달라지는 것을 확인하였 다.

M. Colabawala는 건설 차량 변속기 또는 농업용 차량 변속기, 모터 싸이클, 트럭 후차축 등의 다양한 어플리케이션에 적용되는 변속기 기어 소음의 특성을 분류하기 위한 시험적 방법을 제시하였다[41]. 실내시험 환경에서 회전속도와 부하를 조절하여 워터폴 플롯(waterfall plot) 형태로 표현하여 따른 기어의 물림 주파수(gear mesh frequency, GMF) 및 그의 하모닉 성분에서의 소음 크기를 비교 하였다.

Son, G.H.는 기어 시스템의 가진원으로 작용하는 기어 전달오차는 기어 물 림에 의한 회전 진동을 생성하고, 이는 축과 베어링을 통해 하우징으로 전달되 며, 하우징 표면에서 소음으로 방사된다[42]. 따라서 하우징 형상은 소음 방사 정도에 영향을 주는 요소로 치합 소음을 최소화할 수 있는 하우징 위상 최적화 기법에 대해서도 연구되었다.

G. Liu는 기어박스의 위상 최적 설계를 기반으로 기어 치합 소음을 저감하
기 위한 최적의 기어 박스 리브 레이아웃 설계 기법에 대해 연구하였다[6].
FEM(finite element method)을 이용하여 소음 방사 시뮬레이션 수행하여 가장 큰 음압을 갖는 지점을 설계 목적 포인트로 설정한다. 설계 목적 포인트에 영향을
주는 변속기 하우징에서 음향 기여도 분석을 수행하고, 마지막으로 변속기의 리
브 레이아웃 설계를 통해 설계 목적 포인트의 음압이 저감되는 것을 확인하였다.

기어 치합 소음의 주요 원인인 기어 전달오차 저감을 위한 연구는 기어 매 크로 제원 및 마이크로 치형 설계 기법을 통해 주로 연구되었다. 또한 이 두가 지 기법을 이용하여 전달오차 최소화 또는 효율 향상 등 목적함수를 설정하고 유전 알고리즘을 이용한 최적화 연구 또한 많이 수행되었다. 이 두가지 기법을 적용을 위해서는 자동차, 트럭, 농업용 트랙터 등의 변속기 제작 환경 및 부하 조건 결정하는 사용환경을 고려해야한다.

자동차용 변속기는 적용되는 단수가 작아 소품종 대량 생산 방식으로 생산 되어 기어 매크로 제원 및 마이크로 치형 설계가 가능하다. 반면에 트랙터 변속 기는 여러 단수를 구현하기 위해 적용되는 기어수가 많기 때문에 다품종 소량 생산 방식으로 제작되며, 제작 원가를 높이기 어려운 환경이다. 이러한 제작 환 경을 고려하면 기어 정밀도를 높이기 어려우며, 미세한 치형 수정량을 결정하는 마이크로 치형 설계 기법 적용은 한계가 있다.

또한 마이크로 치형 설계를 통한 기어 전달오차 최소화하는 방법은 특정 부하 조건에 대해서만 유효하므로 일정한 부하가 인가되는 기어박스에는 적절 한 설계 기법이지만, 급격한 부하 변동이 많이 발생하는 농업용 트랙터에 적용 하는 것은 적절치 않다. 따라서 농업용 트랙터 변속기의 제작 환경 및 부하 조 건을 고려하면 치합 소음 저감을 위해 기어 매크로 제원 설계 기법이 적절하다.

연구 대상 변속기의 기어에 대해 기어 매크로 제원 최적화를 수행하여 전 달오차를 최소화하는 최적의 기어 사양을 제시하고, 실내 시험을 통해 소음 개 선 정도를 확인한다. 이를 통해, 트랙터 변속기의 제작 환경 및 부하 조건을 고 려한 기어 치합 소음 저감 기법에 대해 유효성을 검증한다.

# 제2장 트랙터 소음 수준 비교

#### 2.1. 연구대상 트랙터

농업용 트랙터는 로터베이터, 쟁기, 베일러, 운반 등 다양한 농작업을 수행 하기 위하여 사용되는 차량으로 다른 농업기계에 비하여 사용시간이 상대적으 로 길다. 따라서 농민들은 트랙터 캐빈 내에서 높은 소음에 장시간 노출되고 있 으며, 트랙터의 소음 저감을 지속적으로 요구하고 있다.

본 장에서는 연구대상인 국산 트랙터의 기어 소음 수준이 어느 정도인지를 확인하기 위하여 캐빈 내 기어 소음 수준에 대하여 선진사 트랙터와 비교 평 가하였다. 연구대상 트랙터는 Figure. 1과 같이 LS Mtron의 XP7102와 CNH의 T6020로 Table. 1에 각 트랙터의 제원을 정리하였다.

	Domestic Tractor	Advanced company tractor
Manufacturer	LS Mtron	New Holland
Model	XP7102	T6020
No. of speed (front / reverse)	24 / 24	16 / 16
Engine Power [kW]	75	82.5
Engine rated speed [rpm]	2,200	2,200
Number of cylinders [-]	4	4
PTO speed [rpm]	540 / 540E / 1,000	540 / 1,000
Length [mm]	4,045	4,290
Height [mm]	2,750	2,856
Width [mm]	1,980	2,280

Table. 1 Specification of test tractors



(a) LS Mtron XP7102

(b) CNH T6020

Figure. 1 Agricultural tractors for noise level comparison.

# 2.2 기어 래틀 소음 수준 비교

#### 2.2.1. 시험 방법

트랙터 동력전달계에서 기어 래틀 소음은 엔진과 직결된 PTO 전동라인에 서 PTO 변속부가 무부하 상태일 때 주로 발생한다. 따라서 시험은 작업기가 부 착되지 않은 무부하 상태이고 기어 래틀 현상이 주로 발생하는 엔진 아이들 회 전속도(900±50rpm)에서 정차 상태로 수행되었다. 일반적으로 기어 래틀 소음은 기어쌍의 구동기어로 전달된 회전속도 변동량에 의해 결정되지만, 피동기어의 회전속도 계측을 통해 기어 래틀 소음 수준을 간접적으로 확인할 수 있음이 보 고되었다[25]. 따라서 PTO축의 변동하는 회전속도와 PTO축 주변 하우징에서의 가속도를 측정하여 기어 래틀 소음 수준을 간접적으로 평가하였다. 또한, PTO축 의 회전속도는 Figure. 2~3과 같이 PTO축에 별도의 기어를 장착하여 마그네틱 픽업 센서(magnetic pick-up sensor)를 이용하여 계측하였다.



Figure. 2 Measurement of gear rattle using magnetic pick-up sensor.



(a) LSMtron XP7102

(b) CNH T6020

Figure. 3 Gear rattle phenomenon measurement for PTO driveline.
#### 2.2.2. 계측 결과 분석

Figure. 4는 국산과 선진사 트랙터 PTO축의 회전속도를 12초 동안 계측한 데이터를 비교하여 나타낸 것이다. 마그네틱 픽업 센서에서 계측된 회전속도는 2주기 단위로 구간을 나누어 구간 별 최대값과 최소값의 차를 회전속도의 변동 폭으로 정의하였다. 국산 트랙터의 경우, 12초 동안 PTO축의 평균 회전속도 변 동폭은 28.9 rpm이었으며, 최대 변동폭은 47.3 rpm이었다. 반면, 선진사 트랙터의 평균 회전속도 변동폭은 국산 트랙터의 75% 수준인 21.5 rpm이었으며, 최대 변 동폭은 27.9 rpm으로 국산 트랙터에 비하여 59% 수준이었다. 이는 선진사 트랙 터의 PTO축 회전 진동의 크기가 더 작음을 의미한다. 또한 계측된 데이터의 엔 벨로프(envelop) 분석을 통하여 국산 트랙터가 선진사 트랙터에 비하여 PTO축 회전속도의 변화가 더 불규칙적이고 크다는 것을 확인하였다.

이러한 PTO축의 회전속도 변동이 실제 PTO 변속부의 기어 래틀 소음과 연 관이 있는지 확인하기 위하여 PTO축 주변 하우징의 가속도를 확인하였다. Figure. 5는 소음이 방사되는 PTO축 주변 하우징 표면에서 계측한 가속도 데이 터이다. PTO축 회전속도와 마찬가지로 계측된 가속도도 2주기 단위로 구간을 나 누어 최대값과 최소값의 차를 가속도 변동폭으로 정의하여 비교하였다.

PTO축 주변 하우징에서 계측된 국산 및 선진사 트랙터의 가속도 변동폭의 평균값은 각각 21.9 g와 7.7 g이었으며, 가속도 변동폭의 최대값은 각각 27.6 g와 10.7 g이었다.

선진사 트랙터의 PTO축 주변 하우징에서의 가속도 수준은 국산 트랙터에 비하여 평균 35%수준으로 PTO축 회전속도 변동폭에 비하여 더 큰 차이를 보였 다. 이는 PTO축 회전속도 변동폭이 증가할수록 PTO축 주변 하우징의 가속도는 더 급격하게 증가할 수 있으며, 하우징 표면을 통해 방사되는 소음 수준이 더 높아질 수 있음을 의미한다.

따라서, 국산 트랙터에서 PTO 변속부의 기어 래틀 소음을 개선하기 위해서 는 PTO축의 회전속도 변동폭을 선진사 트랙터 수준으로 낮추기 위한 연구가 필요하며, 이를 위해서는 다양한 기계요소의 상호 작용을 고려한 PTO 전동라인 의 회전 동적 거동에 대한 연구가 필요하다.



Figure. 4 Comparison of PTO shaft speed for test tractors.



Figure. 5 Comparison of acceleration on PTO shaft housing for test tractors.

## 2.3 기어 치합 소음 수준 비교

#### 2.3.1. 소음 계측 방법

트랙터 동력전달계의 기어 치합 소음 수준을 비교하기 위해서는 주행 변속 부에 동력이 전달되어야 한다. 그러므로, Figure. 6와 같이 노면이 포장된 원형 주 행로에서 무부하 상태로 트랙터를 주행하면서 소음을 계측하였다. 소음 계측을 위한 마이크로폰의 위치는 EU 1322/2014 Annex XIII에 규정에 따라 Figure. 7 과 같이 SIP(Seat Index Point)에서 x방향으로 -150 mm, y방향으로 +790 mm, z방향으로 ±250 mm 만큼 떨어진 지점이다[44]. 소음 계측 시스템(data acquisition system, DAS)으로 Table. 2에서 제시한 센서와 SCADAS Mobile(siemens)을 사용하였으며, 데이터 후처리(data post processing)는 Test lab. S/W(siemens)를 사용하였다. 소음 계 측 시험 시 트랙터의 최고 주행 속도가 30 km/h가 될 수 있도록 LS Mtron XP7102와 CNH T6020의 주행 변속부의 변속 단수를 각각 23단과 15단으로 고정 하고, 엔진 회전속도를 1,000 ~ 2,200 rpm까지 20 rpm/sec의 변화율로 증가시키며 트랙터를 주행하였다. 계측된 소음 데이터로부터 국산과 선진사 트랙터의 캐빈 내 소음 수준을 비교하였으며, 차수 분석(order analysis)을 통해 기어 치합 소음 수준을 비교하였다.



Figure. 6 Tractor driving test for measurement of gear whine noise.



Figure. 7 Microphone position from SIP.

Equipment	Model	Specifications
Microphone	GRAS 46AZ 1/2" CCP	Frequency range: 0.5 ~ 20 kHz(±3 dB) Sensitivity: 50.3 mV/Pa
DAS	Siemens SCADAS Mobile	Number of Channel: ICP 16 (V08 module) Up to 204.8 kHz sampling rate per channel 150 dB dynamic range

Table. 2 Equipment specifications for gear whine noise measurement

#### 2.3.2. 소음 계측 결과 분석

국산과 선진사 트랙터의 캐빈 내 소음 수준과 기어 치합 소음 수준을 비교 하기 위하여 엔진 회전속도에 따른 캐빈 내 전체 소음 수준(overall noise level), 엔진 회전속도와 주파수에 따른 소음의 크기를 나타낸 3차원 컬러맵(3D colormap)과 엔진 회전속도에 따른 기어 차수 성분의 크기를 분석하였다.

Figure. 8는 국산과 선진사 트랙터의 캐빈 내에서 계측된 전체 소음 수준을 비교한 결과이다. 국산 트랙터는 엔진 회전속도를 증가시키며 최고 주행 속도에 도달함에 따라 전체 소음 수준이 증가하는 경향을 보였으나, 선진사 트랙터는 1,600 rpm에서 가장 큰 소음이 발생한 후 엔진 회전속도가 증가하여도 소음이 증가하지 않고 일정 수준을 유지하였다. 국산과 선진사 트랙터의 소음 수준은 엔진 정격 회전속도인 2,200 rpm 기준으로 각각 80 dBA과 72 dBA로 약 8 dBA의 차이를 보였으며, 1,600 ~ 1,700 rpm에서 3 dBA의 가장 작은 소음 수준의 차이를 보였다.



Figure. 8 Comparison of overall noise level in cabin for target tractors.

Figure. 8와 같이 전체 소음 수준에는 엔진, 유압 펌프, 기어 등 트랙터를 구 성하는 모든 구성요소에 의한 소음이 포함되어 있으므로 전체 소음 수준에서 기어 치합 소음을 분리하기 위해서는 차수 분석(order tracking analysis)을 수행해 야 한다. 따라서 Figure. 9과 같이 주파수, 엔진 회전속도 및 음압 수준(sound pressure level, SPL)으로 구성되는 3차원 컬러맵 그래프를 구성하여 각 구성요소 에 의한 소음 성분을 구분하였다. 3차원 컬러맵 그래프는 x축이 주파수, y축이 엔진 회전속도, z축(color)이 음압 수준을 나타내며, 엔진 회전속도는 900~2,200 rpm, 주파수는 0~3,000 Hz의 범위에서 음압 수준이 65 dBA까지 분석되었다.

시험에 사용한 국산과 선진사 트랙터 모두 4기통 엔진을 장착하고 있으므 로 엔진에 의한 기본 진동 성분은 엔진 회전속도의 2차 성분이다. 엔진 주요 가 진 주파수는 엔진 정격 회전속도인 2,200 rpm(36.7Hz)을 기준으로 73.4(36.7x2)Hz 이며, 조화가진 성분(harmonic excitation)들을 고려해도 200 Hz 이내의 저주파 영 역에 위치한다. 반면, 기어 치합에 의한 소음 성분은 기어 1회전당 기어치 개수 만큼의 이벤트가 발생하므로 엔진 소음 성분보다 고주파 대역에 존재한다.

캐빈 내 소음 측정 결과, Figure. 9 (a)와 같이 국산 트랙터는 유압 펌프 소음 과 기어 치합 소음 수준이 매우 높게 나타났다. 선진사 트랙터는 Figure. 9 (b)와 같이 엔진 소음이 지배적인 것으로 확인되었다. 기어 치합 소음 수준을 직접적 으로 비교하기 위하여 Figure. 10와 같이 차수 분석 기법을 이용하여 기어 치합 소음을 2차원으로 표현하였다. Figure. 10 (a)와 같이 국산 트랙터의 기어 치합 성 분 중 25.1차 성분에서 가장 높은 소음 수준을 보였으며, 운전 영역 내에서 최 대 70 dBA로 나타났다. 선진사 트랙터는 가장 높은 소음 수준이 27.2차 성분에 서 나타났으며, 최대 63 dBA를 보였다. 또한, 다른 차수 성분들도 선진사 트랙터 가 더 낮은 소음 수준임을 확인하였다.



(a) Domestic tractor (XP7102)



(b) Advanced company tractor (T6020)

Figure. 9 Comparison of noise level in cabin for target tractors using 3D color map.





(b) Advanced company tractor (T6020)

Figure. 10 Comparison of gear whine noise for test tractors using order analysis.

## 제3장 트랙터 PTO 전동라인의 기어 래틀 소음 저 감

### 3.1. PTO 전동라인 개요

#### 3.1.1. PTO 전동라인의 기본 구성

트랙터 PTO 전동라인은 엔진에서 발생한 회전 동력을 모어, 베일러, 로터 베이터 등의 구동 작업기에 기계적으로 전달하는 역할을 수행한다. PTO 전동라 인과 구동 작업기를 연결하는 PTO축은 ISO 500-1에 표준으로 정해져 있으며, 주 로 트랙터 후방에 위치한다[45]. PTO 전동라인의 레이아웃은 다양한 기능 구현 을 위하여 여러가지 형식으로 개발되었다[46]. 가장 기본적인 형식은 Figure. 11 (a)와 같이 1개의 마스터 클러치를 사용하여 주행 변속부와 PTO 전동라인을 구 동하는 것으로, 마스터 클러치가 연결(engagement)되어 동력이 전달되면 PTO축 이 상시 회전한다. 이 형식은 1개의 회전속도만을 적용하는 기술 수준 (technology level) I에 해당한다.

Figure. 11 (b)는 Figure. 11 (a)에서 발전한 형식으로, 이중 클러치(double clutch) 를 사용하여 주행 변속부와 PTO 전동라인으로 동력을 분기하여 전달할 수 있 도록 구성되었다. 이 형식의 레이아웃은 기술 수준 II와 III에 해당하며, PTO축의 회전속도를 540 rpm과 1,000 rpm 두가지로 적용하여 작업의 효율성을 높였다.

Figure. 11 (c)는 주행 변속부에 동력을 전달하기 위한 마스터 클러치와 PTO 축으로 동력을 전달하기 위한 습식 다판 클러치를 사용하는 형식으로, 캐빈 내 운전자가 PTO축으로 전달되는 동력을 전달 및 차단시키기 위한 기능을 추가하 여 편의성을 높였다. 이 형식의 레이아웃은 기술 수준 IV와 V에 해당하며, 유압 펌프 등 외부장치로 동력을 전달하기 위한 보조 동력 장치(auxiliary power unit)를 적용하였다.

최근에는 Figure. 11 (d)와 같이 Figure. 11 (a)~(c) 레이아웃에 기계식 클러치를 추가하여 트랙터의 주행속도와 PTO축의 회전속도를 동기화 시킬 수 있는 GSP(Ground Speed PTO) 기능을 추가한 형식도 있다.



Figure. 11 Various type and configuration of PTO driveline.

최근 가장 많이 적용되는 PTO 전동라인은 Figure. 12와 같이 독립형 PTO 전동라인을 기본 레이아웃으로 하고, 2단~4단의 변속 단수를 갖는 형식이다. 또 한, 후방 작업뿐만 아니라 전방에서도 회전 동력을 사용할 수 있도록 전방 PTO 전동라인도 도입되었다[46].



Figure. 12 Typical PTO driveline configuration of modern tractor.

#### 3.1.2. 연구대상 PTO 전동라인

본 연구에 사용된 트랙터는 Table. 3과 같이 75 kW 엔진이 장착된 파워 셔틀 트랙터(power shuttle tractor)로서 LS Mtron의 XP7102이다. 엔진의 구조는 4싸이클, 4실린더이고, 정격 회전속도는 2,200 rpm이다. PTO 전동라인은 엔진과 직접적으 로 연결된 독립형이며, PTO축의 회전속도는 540, 540E, 1,000 rpm으로 3개 단수로 구성되어 있다. 또한, PTO 전동라인의 동력전달 및 차단을 위한 습식 다판 클러 치와 GSP 기능이 적용되었다.

Figure. 13은 연구대상 트랙터 동력전달계에서 엔진과 PTO 전동라인만을 나 타낸 것으로, 동력이 전달되는 경로에 있는 모든 기계요소부품들을 표현한 단면 도이다. 엔진 연소에 의해 발생한 회전 동력은 플라이휠②과 비틀림 댐퍼를 거 쳐 마스터 클러치 허브축③으로 전달되어 주행 변속부와 PTO 전동라인으로 분 기된다. 마스터 클러치 허브축은 축⑤를 거쳐 동력 전달 및 차단 기능을 하는 PTO 클러치⑦와 연결된다. 또한, GSP 변속부⑧에 의해 외부장치로 동력이 전달 되는 새로운 경로가 선택된다. GSP 변속은 스플라인 체결부에서 기계적인 슬라 이딩 방식으로 변속이 이루어진다. GSP 기능을 선택할 경우, 후차축으로 동력을 전달하는 스파이럴 베벨 기어쌍의 구동기어와 PTO 변속부 구동기어의 회전속 도가 동기화되어 속도비례형 PTO 기능을 구현할 수 있다. GSP 기능을 선택하지 않을 경우, PTO 클러치를 통과한 동력은 PTO 변속부로 연결된 축⑨으로 전달된 다. PTO 변속부의 기어쌍은 모두 상시 물림형(constant mesh type)이며, PTO축 회전 속도는 엔진 정격 회전속도를 기준으로 540 rpm⑬과 1,000 rpm⑪을 기본으로 한 다. 부가적으로 연료 소모율을 낮추기 위해 엔진 정격 회전속도를 이용하지 않 고 상대적으로 낮은 엔진 회전속도에서 540 rpm를 구현하는 540E 모드⑫를 추 가하여 총 3개 변속 단수를 갖추고 있다. 정리하면, 연구 대상 트랙터의 PTO 전동라인은 크게 PTO축 속도를 선택할 수 있는 PTO 변속부와 동력 전달 축으 로 구성된다. 또한, 엔진과 PTO 변속부를 연결하는 동력 전달축은 여러가지 기 능 구현을 위해 다수의 축이 적용되며, 스플라인 체결부에 의해 연결된다.

	Specification
Engine	4-cylinder, 4-cycle diesel
power / rated speed	75 kW / 2,200 rpm
РТО	Independent
Ground Speed PTO	0
PTO clutch	Multi disc wet clutch
PTO speed	540 / 540E / 1,000 rpm

Table. 3 Specification of engine and PTO driveline



engine ② flywheel and torsional damper ③ clutch hub shaft ④ coupler ⑤ shaft
 PTO clutch ⑦ clutch hub shaft ⑧ GSP shift part ⑨ shaft ⑩ coupler ⑪ PTO 3<sup>rd</sup> gear pair
 PTO 2<sup>nd</sup> gear pair ⑬ PTO 1<sup>st</sup> gear pair ⑭ PTO shaft

#### Figure. 13 PTO driveline configuration of research target tractor.

#### 3.1.3. 기어 래틀 소음 영향 인자

기어 래틀 소음의 여러 인자 중 엔진에서 발생한 토크 변동은 트랙터 PTO 전동라인을 가진하는 주요 요소이다. 3.1.2장에서 언급한 바와 같이 연구대상 트 랙터는 4 실린더의 4 싸이클 운동을 하는 엔진을 장착하여 크랭크축 2회전 시 4싸이클 운동이 완성된다. 따라서, 엔진의 주요 가진 차수(order)는 식 (1)와 같 이 2차 성분이 주요 가진 진동 성분이다.

$$Order = \frac{N_{cylinder}}{N_{cycle}/2} \tag{1}$$

where,  $N_{cylinder}$  = Number of cylinders of engine;  $N_{cycle}$  = Number of cycles of engine.

PTO 전동라인의 기어 래틀 소음은 엔진 아이들 회전 속도(idle rotational speed)에서 PTO 변속부의 기어쌍이 무부하 상태일 때 주로 발생한다. 엔진 연소 에 의해 발생하는 토크 변동은 동력전달축 및 연결 요소를 통해 구동기어로 전 달되며, 최종적으로 기어 및 부품간 충돌을 초래하여 기어 래틀 소음을 발생시 킨다. 엔진으로부터 전달되는 토크는 평균 토크와 변동 토크 성분의 합으로 표 현이 가능하며, 일정한 주기성을 가지기 때문에 n차 조화 성분을 갖는 푸리에 급수로 나타낼 수 있다.

연구대상 트랙터의 주요 가진 성분은 2차 성분과 조화 성분의 합으로 플라 이휠로 전달되는 토크  $T_e(t)$ 는 식 (2)와 같이 표현할 수 있다[47].

$$T_e(t) = \mu + \sum_{n=1}^{n} Q_n \sin(2.0nwt + \phi_n)$$
(2)

where,  $T_e(t) =$  Driving torque, N.m;

 $\mu$  = Mean torque, N.m;

- n =Order;
- $Q_n$  = Magnitude of fluctuating torque, N.m;

 $\omega$  = Rotating frequency of engine, rad/s;

 $\phi_n$  = Phase, rad.

기어 래틀 현상에 영향을 미치는 요소는 오일 온도, 입력축 관성(inertia), 클 러치 허브 관성, 기어 충돌 강성 및 감쇠, PTO 전동라인 입력축의 스플라인 백 래시, 기어의 드래그 토크(drag torque)등이 있다. 또한, PTO 전동라인에 대한 가 진원의 변동폭을 줄이기 위해 적용되는 비틀림 댐퍼의 회전 강성 또한 영향을 미치는 인자 중에 하나이다[10]. Figure. 14는 엔진과 PTO 전동라인 사이에 적용 되는 비틀림 댐퍼의 강성 특성 선도를 나타낸 것이다. 1단 스프링에 의한 회전 강성 구간은 무부하 상태에서 토크 변동을 저감하는데 효과적이며, 2단 스프링 에 의한 회전 강성 구간은 부하 중 발생하는 토크 변동을 최소화하는데 목적이 있다. 따라서 무부하 상태의 기어 래틀 소음 저감을 위해서는 1단 스프링의 스 프링 상수(spring constant)와 회전 강성의 작동 영역이 핵심 인자이다. 1단 스프링 에 의한 회전 강성이 작을수록 기어 래틀 소음 저감에 유리하며, 1단 스프링의 작동 영역이 클수록 PTO 전동라인으로 입력되는 토크 변동을 저감하는데 효과 적이다.

일반적으로 비틀림 댐퍼와 같은 비선형적 강성 요소는 회전계 동적 거동에 급격한 변화를 초래할 수 있다.PTO 전동라인으로 입력되는 토크 변동으로 인하 여 비틀림 댐퍼의 작동 영역이 1단 스프링의 회전 강성 구간을 넘어 2단 스프 링의 회전 강성 구간에 도달하면 기어 래틀 소음이 급격히 증가하며, 토크 변동 이 상대적으로 작아져 1단 스프링의 회전 강성 구간에서 작동되면 기어 래틀 소음이 감소한다. 이와 같은 현상은 엔진 회전속도의 운전 영역에 따라 다르게 나타난다. 엔진 회전속도가 증가하면 점차적으로 토크 변동폭이 작아지고 그로 인하여 구동기어의 회전 변위 진폭이 감소하여 비틀림 댐퍼의 작동 구간이 2단 스프링의 회전 강성 구간에서 1단 스프링 회전 강성 구간으로 변경되면서 기어 래틀 소음이 급격히 감소하는 현상이 발생한다. 이와 같은 현상을 점핑 현상이 라고 하며, 트럭용 수동변속기에서는 점핑 현상에 의해 8~10 dBA 수준의 급격 한 소음 수준 변화가 발생한다고 알려져 있다[27].

트랙터 PTO 전동라인은 스플라인 체결부, 습식 다판 클러치, 슬라이딩 기 어 등의 다양한 연결 요소로 연결되어 있다. 이러한 연결 요소의 백래시는 PTO 전동라인의 기어 래틀 소음에 영향을 미치는 중요한 요소로서, 비선형적 강성

구간을 발생시키며, 이러한 비선형적 특성이 PTO 전동라인의 동적 거동에 큰 영향을 미친다.



Figure. 14 Characteristics of torsional stiffness of torsional damper.

## 3.2. 시험 기반 스플라인 백래시의 영향 확인

#### 3.2.1. 시험 배경 및 목적

Figure. 15는 연구대상 트랙터의 PTO 전동라인에 대한 개략도(schematic diagram)를 나타낸 것이다. 연구대상 트랙터의 PTO 전동라인은 독립형이며, GSP, 동력 전달 및 차단을 위한 습식 다판 클러치, GSP 슬라이딩 변속 기어, 축, 스플 라인 체결부, 3단 PTO 변속 기어 등 많은 기계요소 부품들로 구성된다. PTO 전 동라인은 Figure. 15과 같이 입력축과 PTO 변속부의 구동기어 사이에 총 8개의 스플라인 체결부로 연결된다. 다양한 기계요소 부품을 연결하기 위한 스플라인 체결은 변속기 제작 중에 원활한 조립을 위해 백래시가 적용된다.

Table. 4은 각 스플라인 체결부의 원주방향 백래시를 측정한 결과이다. 전반 적으로 약 0.1 mm의 백래시를 보였으나, 부품간 상대 운동이 발생하는 스플라인 체결부인 *iv, v, vii*의 최대 원주방향 백래시는 각각 0.51 mm, 0.31 mm, 0.29 mm로 상 대적으로 큰 값을 보였다. Figure. 16은 PTO 전동라인에 적용되는 PTO 클러치이 며, 클러치 마찰판과 허브축 사이의 v 스플라인 체결부는 클러치 작동 시 스플 라인 끼임에 의한 오작동을 방지하기 위하여 큰 백래시를 적용한다. 또한, GSP 슬라이딩 변속 기어의 스플라인 체결부인 *vii*는 원활한 상대운동을 위하여 상시 연결되어 있는 일반 스플라인 체결부보다 상대적으로 큰 백래시를 적용한다.



Figure. 15 Schematic diagram of tractor PTO driveline used in this study.

	i	ii	iii	iv	v	vi	vii	viii
Backlash [mm]	0.10~0.11	0.10~0.12	0.10~0.13	0.14~0.31	0.25~0.51	0.10~0.12	0.20~0.29	0.10~0.11
Pitch Circle Diameter [mm]	27.5	27.5	27.5	42.5	92.0	25.0	32.0	27.5

Table. 4 Circumferential backlash and P.C.D at each spline couplings



Figure. 16 Cross-section of PTO clutch and GSP gear of PTO driveline.

즉, 트랙터 동력전달계의 PTO 전동라인은 자동차나 트럭 변속기에 비하여 상대적으로 많은 스플라인 체결부가 사용되며, 적용되는 백래시 수준도 상대적 으로 크다. 백래시를 갖는 스플라인 체결부는 회전계의 비선형 요소로 작용하여 PTO 전동라인의 동적 거동 변화와 기어 래틀 현상을 야기할 수 있다[28]. 그러 나 PTO 전동라인의 구조적 특성으로 인하여 스플라인 체결부가 많이 사용되고, 백래시의 크기에 따라 동적 거동이 다르게 나타나므로 각각의 체결부가 동적 거동에 미치는 영향을 파악하는 것은 쉽지 않다. 따라서 스플라인 체결부의 영 향이 누적된 전체적인 동적 거동을 분석하기 위해서는 시험적 방법이 적절하다 고 판단하였으며, 엔진이 제거된 상태에서 기어 래틀 소음을 정확히 계측할 수 있는 실내 시험 환경을 구축하였다.

#### 3.2.2. 시험 환경 구성 및 계획

PTO 전동라인의 시험 장비는 엔진 소음과 유압 펌프 소음을 제거한 상태 에서 기어 래틀 소음만을 계측할 수 있도록 Figure. 17과 같이 엔진의 주요 가진 성분을 출력할 수 있는 모터제어시스템과 지그(jig)에 고정한 트랙터 동력전달계 로 구성하였다. 4기통 엔진의 주요 진동 성분인 2차 성분을 구현하기 위한 모터 제어를 수행하며, 다른 영향 인자를 배제하기 위하여 윤활 오일을 제거한 건식 상태에서 시험을 수행한다. 또한 계측 시스템 주변의 암소음을 최소화하기 위해 상대적으로 조용한 야간에 시험을 수행하였고, 시험 장치 주변에 소음을 발생시 키는 시설 및 장비를 통제하였다.

PTO 전동라인의 입력축 회전속도와 PTO 구동기어의 회전속도를 계측하여 PTO 전동라인의 동적 거동을 분석하였다. 입력축과 구동기어의 회전속도와 기 어 래틀 소음은 각각 마그네틱 픽업 센서와 PTO축에서 30 cm 떨어진 곳에 설치 된 마이크로폰으로 엔진 회전속도를 700~1,000 rpm까지 10 rpm 간격으로 변화시 키며 11초간 계측하였다. 기어 래틀 소음을 측정하기 위한 시험 및 계측 장비의 제원은 Table. 5과 같다.



Figure. 17 Measurement system for gear rattle noise.

Equipment	Model	Specifications
Microphone	GRAS 46AZ 1/2″ CCP	Frequency range: 0.5~20 kHz(±3 dB) Sensitivity: 50.3 mV/Pa
Magnetic pick-up	RS PRO 1101 series	Voltage output : 15V(peak-peak) Minimum speed : 50 mm/sec Pole piece : cylindrical
Servo motor	HIGEN, TN150	Rated power: 15 kW Rated / max. torque : 95.4 Nm / 201.0 Nm Rated / max. speed : 1,500 rpm / 2,000 rpm
DAS	Siemens SADAS Mobile	Number of Channel: ICP 16 (V08 module) Up to 204.8 kHz sampling rate per channel 150 dB dynamic range

## Table. 5 Equipment specifications for gear rattle noise measurement

#### 3.2.3. 시험 결과 분석

PTO 전동라인의 비선형 요소인 스플라인 체결부가 PTO 전동라인의 동적 거동에 미치는 영향을 확인하기 위하여 엔진 아이들 회전속도 구간에서 PTO 입력축과 PTO 구동기어의 회전속도를 계측하였다. 11초 간격으로 계측된 회전속 도 응답을 FFT을 거쳐 Figure. 18과 같이 3차원 컬러맵 형태로 나타내었다. 컬러 맵 결과를 통해 입력축과 PTO 구동 기어의 주요 가진 성분인 2차 성분의 크기 변화를 확인하였으며, 특히 엔진 아이들 회전속도 구간에서 입력축과 PTO축의 급격한 회전 속도 변동이 나타나는 지점을 확인하였다.

Figure. 18 (a) & (b)는 각각 서보 모터와 직접 연결된 PTO 전동라인의 입력축 과 PTO 구동기어에서 계측된 회전속도의 FFT 결과이다. Figure. 18 (a)와 같이 PTO 입력축 응답에서는 엔진 주요가진 성분인 2차 성분이 가장 큰 것을 확인 할 수 있으며, 크기는 상대적으로 작지만 1차, 4차, 6차 등 다른 하모닉 성분들도 존재하였다. 10 rpm 간격으로 수행한 실내 시험에서 700~1,000 rpm 회전속도 구 간에서 유사한 수준의 2차 성분이 PTO 전동라인으로 입력되는 것을 확인하였 다.

Figure. 18 (b)는 축, 스플라인 체결부 등 PTO 전동라인의 여러 기계요소 부 품을 거쳐 전달된 PTO 구동기어의 회전속도의 FFT 결과이며, 스플라인 백래시 에 의한 영향을 확인할 수 있는 응답이다. PTO 전동라인 입력축에서 계측한 2차 성분보다 구동기어에서 계측된 2차 성분의 크기가 더 커져 증폭된 것을 확인할 수 있었다. 2차 성분뿐만 아니라 4차, 6차 성분들도 입력축의 응답에 비해 증폭 되었다. 2차 성분 크기의 증폭은 700~910 rpm까지 지속되다가 920 rpm부터 증폭 되는 현상이 사라졌다. 증폭 현상이 사라진 920~ 1,000 rpm 구간에서는 PTO 전 동라인의 입력축에서 계측한 2차 성분과 유사한 크기를 유지하였다. 회전 속도 증폭 수준에 따라 본 연구대상 트랙터의 PTO 전동라인은 920 rpm에서 급격한 동특성 변화가 발생하였고, 기어 래틀 소음 수준 또한 급격히 감소하는 점핑 현 상이 발생하였다. 점핑 현상은 회전속도가 증가(Sweep up)되거나 감소(Sweep down)할 때, 기어 래틀 소음 수준이 급격하게 변화하는 현상이다[27]. 트럭용 변 속기에서는 점핑 현상에 의해 기어 래틀 소음이 약 8~10 dBA 저감되거나 증가 한다고 보고되었다. 본 연구 대상 PTO 전동라인에서 점핑 현상이 발생한 후, 주요 가진 성분인 2차 성분이 급격이 작아졌으며, 낮은 수준을 유지하였던 1차



(a) Response of input shaft



(b) Response of PTO driving gear

Figure. 18 Rotational speed response measured in the range of 700 to 1,000 rpm.



Figure. 19 Rotational speed measurement result of input shaft and PTO driving gear.

Figure. 18의 결과에서 FFT 결과와 같이 특정 회전속도에서 2차 성분의 크기 가 급격히 변하는 PTO 전동라인의 비선형 거동을 보였다. Figure. 19는 Figure. 18 에서 2차 성분이 증폭되었을 때의 입력축과 PTO 구동기어의 회전속도 응답이 다. 입력축의 회전속도 변동량에 비해 출력 응답인 PTO 구동기어의 회전속도 변동량은 크게 증폭되었다. 앞서 언급한 바와 같이 회전속도 변동량에 의해 기 어 래틀 소음을 결정하므로, PTO 전동라인의 동적거동에 따른 소음 수준을 비교 하였다.



Figure. 20 Rotational speed fluctuation and gear rattle noise level of PTO driveline.

Figure. 20는 엔진 아이들 회전속도 구간인 700~1,000 rpm에서 입력축, PTO 구동기어의 회전속도 변동량과 기어 래틀 소음을 비교한 결과이다. Figure. 20의 결과에서 확인할 수 있듯이 회전속도 변동량의 증폭 수준에 따라 크게 3개 구 간으로 구분될 수 있다.

첫번째 구간(Phase I)은 PTO 전동라인 입력축의 회전속도 변동량 대비 PTO 구동기어의 회전속도 변동량이 크게 증폭되며, 증폭 수준이 3.0이상인 과응답 구간이다. 이 구간에서는 PTO 전동라인 입력축의 회전속도 변동량이 약 40 rpm 을 유지하지만, PTO 구동기어에서 계측된 회전속도 변동량은 141.2~157.9 rpm으 로 약 3.36~4.68배 증폭되었다. PTO 전동라인의 입력축과 PTO 구동기어의 회전 속도 변동량과 변동량의 비는 Table. 6에 정리하였다. 과응답 구간에서는 회전속 도 변동량 비가 증가함에 따라 기어 래틀 소음도 비례하여 증가하였다. Phase I 에서의 기어 래틀 소음은 700 rpm에서 80.7 dBA로 가장 낮았으며, 점핑 현상이 발생하기 직전의 회전속도인 910 rpm에서 85.2 dBA로 가장 높게 나타났다.

# $Phase I = \frac{Rotational speed fluctuation of PTO driving gear}{Rotational speed fluctuation of input shaft} > 3.0$ (3)

정리하면 과응답 구간인 Phase I 에서는 회전속도 변동량이 PTO 전동라인에 의해 증폭되었고, 이와 유사한 경향으로 기어 래틀 소음도 증가하는 것을 확인 하였다. 또한 점핑 현상이 발생하기 전까지 꾸준히 변동량 비와 소음 수준이 증 가하였다.

두번째 구간(Phase II)은 점핑 현상이 발생하는 구간으로 PTO 구동기어의 회전속도 변동량이 크게 감소하거나 점핑 현상 발생 전/후 거동이 혼재된 구간 이다. Table. 6과 같이 910 rpm에서 PTO 전동라인의 입력축과 PTO 구동기어의 회전속도 변동량 비가 3.36으로 크게 증가하다가 920 rpm에서는 1.23으로 급격히 감소하였다. 회전속도 변동량 비가 급격히 감소함에 따라 기어 래틀 소음은 85.2 dBA에서 74.3 dBA로 10.9 dBA 저감되었다. 이 구간에서는 PTO 전동라인의 동적 거동이 급격히 변화하였으며, 기어 래틀 소음 또한 급격히 감소하였다.

	Rotational speed [rpm]			
	700	910	920	1,000
Rotational speed fluctuation level of input shaft [rpm]	42.0	33.8	46.8	42.6
Rotational speed fluctuation level of PTO driving gear [rpm]	141.2	157.9	58.0	51.6
Fluctuation Ratio [-]	3.36	4.67	1.23	1.21
Overall noise level [dBA]	80.7	85.2	74.3	73.1

Table. 6 Gear rattle noise level according to dynamic behavior change

세번째 구간(PhaseIII)은 입력축의 회전속도 변동량 대비 PTO 구동기어의 회전속도 변동량이 증폭 수준이 낮게 유지되는 구간으로, 증폭 수준이 1.5이하 인 저응답 구간이다. 이 구간에서는 PTO 전동라인의 입력축과 PTO 구동기어의 회전속도 변동량 비가 약 1.2로 일정하게 유지된다. 점핑 현상이 발생한 920 rpm 에서 기어 래틀 소음은 74.3 dBA이며 1,000 rpm에서는 73.1 dBA으로 낮은 소음 수준으로 유지되었다.

 $Phase III = \frac{Rotational speed fluctuation of PTO driving gear}{Rotational speed fluctuation of input shaft} < 1.5$ (4)

정리하면 점핑 현상 발생 전에는 회전속도 변동량 비와 기어 래틀 소음이 꾸준히 증가하였다. 또한 특정 회전속도에서 점핑 현상 발생과 동시에 변동량 비와 기어 래틀 소음이 낮아졌으며, 계측 회전속도 중 최종 회전속도인 1,000 rpm까지 낮은 변동량 비와 소음 수준이 유지되었다.

## 3.3. 점핑 현상의 주요 인자 분석을 위한 시뮬레이션

#### 3.3.1. 시뮬레이션 모델 구성

3.2.3장에서 수행한 시험에서 발생한 점핑 현상은 PTO 전동라인의 입력축 과 PTO 구동기어 사이에 회전속도 변동량의 급격한 변화에 의해 발생하였고, 이러한 PTO 전동라인의 동적 거동 변화는 기어 래틀 소음을 증가시켰다. 이러 한 비선형 거동에 대한 주요 인자 분석을 위해서는 다수의 스플라인 백래시가 PTO 전동라인에 미치는 영향에 대한 분석이 필요하다.

하지만 스플라인 백래시 사이에서 일어나는 거동은 반응 시간이 매우 짧고, 공간적 제약으로 인한 센서 장착의 어려움으로 시험을 통한 계측은 불가능하다. 따라서 점핑 현상에 대한 원인 분석을 위하여 1차원(1 dimension, 1D) 시뮬레이션 을 이용한 PTO 전동라인의 동적 거동을 확인하였다.

스플라인 체결부는 다수의 내외측 치결합으로 구성되며, 피치라인(pitch line) 에서 충돌이 발생한다. 따라서 시뮬레이션 모델은 스플라인의 피치원 지름이 크 고 백래시가 상대적으로 큰 *iv, v, vii* 스플라인 체결부를 고려하여 Figure. 21 (a)와 같이 단순화하여 시뮬레이션에 반영하였다. Figure. 21 (b)는 스플라인 백래시를 시 뮬레이션 모델에 반영하기 위한 컨셉이다. PTO 전동라인은 기본적으로 회전 좌 표계를 기본으로 시뮬레이션 모델을 구성하기 때문에 강성값과 백래시 크기를 반영할 수 없다. 따라서 회전 좌표계를 직교 좌표계로 변환하여 스플라인 강성 과 백래시 크기를 적용할 수 있도록 하였다.

Figure. 21 (c)는 Figure. 21 (b)의 스플라인 백래시 적용 방법과 Figure. 21 (a)의 단순화 모델을 반영하여 PTO 전동라인의 1D 시뮬레이션 모델이며, 상용 소프트 웨어(Simulation X, ESI)를 이용하여 구성하였다. 시뮬레이션 모델은 3개의 *iv, v, vii* 스플라인 체결부와 Table. 7과 같이 J<sub>1</sub>~J<sub>4</sub>의 회전관성(inertia)을 적용하였다. J<sub>1</sub>~J<sub>4</sub> 의 회전관성은 Figure. 21 (a)의 기계요소 부품들의 형상을 고려하여 회전관성을 계산하였다. 실내시험에서 수행한 환경과 동일하게 시뮬레이션에도 비틀림 대퍼 는 시뮬레이션에 적용하지 않았다.



(a) Simplified model of PTO driveline



(b) The concept of spline backlash for simulation



(c) 1D simulation model

Figure. 21 Configuration of 1D dynamic simulation.

	$\mathbf{J}_1$	$\mathbf{J}_2$	J <sub>3</sub>	$J_4$
Inertia [kg·mm²]	196,964	1,278	17,028	3,292

 Table. 7 Inertia of each mechanical components

스플라인 내외측 한 쌍의 치의 물림 강성은 외팔보(cantilever beam)로 가정 하여 굽힘 강성과 전단 강성을 이용하여 계산하였다. Figure. 22는 단일 스플라인 체결부 치의 기하학적 정의와 외팔보 모델이다. 하중에 의한 치 변형( $\delta$ )은 굽힘 변형( $\delta_b$ )과 전단 변형( $\delta_s$ )의 합으로 정의되며, 각각의 수식은 식 (5) & (6)와 같이 표현된다[48]. 여기서, F는 물림면에 작용하는 등가 하중이고,  $h_i$ 와  $t_i$ 은 각각 하중 작용점의 치 높이와 치 두께이다. b와 z는 각각 스플라인 너비와 잇수이다. 관성 모멘트 I는  $bt_i^{3}/12$ 로 정의되며, 포아송 비(v)와 탄성 계수(E)는 각각 0.3와 2.07x10<sup>11</sup>N/mm<sup>2</sup>으로 설정하였다.

단일 스플라인 체결부의 치강성은 δ=δb+δs의 관계에 의해 식 (7)와 같이 정 리된다. 또한 스플라인 체결부 한 쌍의 치의 물림 강성(kpair)은 Figure. 22과 같이 스플라인 내측 치 강성(kinner)과 외측 치 강성(kouter)의 직렬 합으로 식 (8)과 같이 정의된다. 최종적으로 전체 잇수를 고려한 스플라인의 전체 강성은 식 (9)과 같 이 계산된다. 시뮬레이션에 적용된 총 물림 강성(total meshing stiffnesses)과 백래 시의 크기는 Table. 8과 같다.



Figure. 22 Cantilever beam model of single spline.

$$\delta_b = \frac{Fh_i^3}{3EI} \tag{5}$$

$$\delta_s = \frac{12Fh_i(1+\nu)}{5Ebt_i} \tag{6}$$

$$k_{tooth} = \frac{F}{\delta} = \frac{15EIbt_i}{5bt_i h_i^3 + 36Ih_i (1+\nu)}$$
(7)

$$\frac{1}{k_{pair}} = \frac{1}{k_{inner}} + \frac{1}{k_{outer}}$$
(8)

$$k_{total} = zk_{pair} \tag{9}$$

where, 
$$\delta_b =$$
 bending deflection, mm;  
 $F =$  equivalent concentrate force, N;  
 $h_i =$  distance from the base to the point of acting force, mm;  
 $E =$  elastic modulus, N/mm<sup>2</sup>;  
 $\delta_s =$  shear deflection, mm;  
 $\nu =$  Poisson's ratio;  
 $b =$  width of single spline, mm;  
 $t_i =$  thickness of single spline, mm;  
 $\delta =$  total elastic deflection, mm;  
 $z =$  number of spline tooth.

## Table. 8 Total meshing stiffness and backlash level of spline couplings

	<i>iv</i> spline	v spline	<i>vii</i> spline
Meshing stiffness [N/mm]	3,918,060	713,791	5,185,668
Backlash [mm]	0.31	0.50	0.29

#### 3.3.2. 시뮬레이션 결과

PTO 전동라인에서 발생한 점핑 현상에 대한 원인을 구명하기 위하여 Figure. 21과 같이 스플라인 백래시와 회전관성을 고려하여 시뮬레이션 모델을 개발하였다.

시뮬레이션을 통해 점핑 현상 발생 전/후의 회전속도에서 PTO 전동라인의 입력축과 PTO 구동기어의 주요 가진 성분 변화와 스플라인 체결부의 거동을 분석하였다. 또한, PTO 전동라인의 비선형 요소인 스플라인 백래시의 크기 변화 에 따른 동적 거동 변화도 함께 분석하였다.

#### 3.3.2.1 스플라인 백래시의 영향

Figure. 23는 PTO 전동라인의 점핑 현상의 원인 분석을 위한 시뮬레이션 계 획이다. 연구 대상 PTO 전동라인의 엔진 아이들 회전속도 구간에서 점핑 현상 발생 전인 과응답 구간(phase I)과 점핑 현상 발생 후인 저응답 구간(phase III) 에 대한 거동을 확인하였다. 시뮬레이션은 과응답 구간과 저응답 구간이 명확히 구분되는 700 rpm과 1,000 rpm에 대해 수행하였다. 스플라인 백래시의 크기는 변 경없이 측정 결과인 0.50 mm를 유지하며 Figure. 23의 (1)과 (2)지점 시뮬레이션 응답을 비교하였다.



Figure. 23 Simulation plan for PTO dynamic behavior analysis according to input rotational speed.



Figure. 24 2<sup>nd</sup> order amplitude according to rotational speed based on lab. test.

PTO 전동라인의 동적 거동 분석을 위한 시뮬레이션을 위해서는 PTO 전동 라인으로 입력되는 주요 가진 성분에 대한 크기가 정의되어야 한다. 주요 가진 성분인 엔진의 2차 가진 성분은 실내 시험을 통해 계측한 결과를 기반으로 선 정하였다. 계측한 시간 영역에서의 시험 결과를 주파수 영역으로 변환(FFT)하여 2차 가진 성분을 비교하면 같은 회전속도에서도 다른 회전속도 변동량을 보였 다. 따라서 시뮬레이션을 위한 700~1,000 rpm에서의 2차 성분의 크기는 실내 시험에서 각각의 회전속도마다 2차 성분의 최댓값을 취해 Figure. 24과 같이 점 형태로 나타냈으며, 선형 추세선으로부터 2차 성분의 크기를 결정하였다.

시뮬레이션을 이용하여 스플라인 백래시를 통과함에 따라 시뮬레이션 모델 Figure. 21의 J<sub>1</sub>~J<sub>4</sub>의 2차 성분 크기 변화를 확인하였으며, 점핑 현상에 발생 전 회전속도인 Figure. 23의 (1) 지점과 발생 후의 회전속도인 (2) 지점에서 PTO 전 동라인의 동적 거동을 비교하였다.

Figure. 25은 700 rpm인 과응답 구간의 거동 특성을 분석한 결과로서, PTO 전 동라인의 J<sub>1</sub> ~ J<sub>4</sub>의 회전속도에 대한 주파수 응답이며, 스플라인 백래시에 의해 주요 가진 성분의 크기 변화를 확인하였다. Figure. 25 (a)은 J<sub>1</sub>의 주파수 응답이며, 주요 가진 성분인 2차 성분(23.3Hz)의 크기는 9.85rpm이었다. Figure. 25 (b) ~ (d)는 스플라인 백래시를 거쳐 J<sub>2</sub> ~ J<sub>4</sub> 에서의 주요 가진 성분의 크기를 나타낸 결과이 다. 스플라인 백래시를 통과함에 따라 2차 성분은 점차적으로 증가하였으며, 최 종적으로 PTO 구동기어부인 J4에서 가장 큰 값을 보였다. Table. 9는 J1~J4의 2차 성분의 크기를 정리한 결과이다. Table. 9에서 알 수 있듯이 J4의 응답은 J1의 응 답에 비해 약 1.9배로 증가하였다. 또한 주요 가진 성분에는 없었던 3차와 4차 성분 등이 새로 발생하였다.

Figure. 26은 1,000 rpm인 저응답 구간의 거동 특성을 분석한 결과로서, PTO 전동라인의 J1~J4의 회전속도에 대한 주파수 응답이다. Figure. 25 (a)은 J1의 주파 수 응답이며, 2차 성분의 크기는 6.83 rpm이었다. Figure. 26 (b)~(d)는 스플라인 백 래시를 거침에 따라 주요 가진 성분인 2차수 성분(33.33 Hz)의 크기를 나타낸 결 과이다. 과응답 구간의 거동 특성과는 달리 2차 성분의 크기가 점점 감소함을 확인하였다. Table. 9에 2차 성분의 크기 변화에서 알 수 있듯이 J4 응답의 2차 성분응답이 J1 응답 크기의 절반 수준으로 감소하였다.

정리하면, 과응답 구간(phase I)에서는 변속기 입력성분에 없던 4차와 6차 성분 등이 발생함과 동시에 주요 가진 성분인 2차 성분이 증가하였다. 이러한 결과는 1회전당 2번의 이벤트가 발생하는 2차 성분이 스플라인 백래시를 통과 함에 따라 4번 또는 6번의 이벤트가 추가로 발생하는 것으로 해석할 수 있다.

반면, 저응답 구간(phase Ⅲ)에서는 주요 가진 성분인 2차 성분이 스플라인 백래시를 통과함에 따라 1회전당 2번의 충돌 뿐 아니라 1회전당 1번의 충돌 또 는 그 이하의 불규칙한 충돌이 발생하여 10~30 Hz 사이에 정의할 수 없는 특성 을 보였다.





(b) Response of  $J_2$ 



Figure. 25 Change of main excitation source magnitude at phase I (700 rpm).



(b) Response of  $J_2$ 



(d) Response of J<sub>4</sub>

Figure. 26 Change of main excitation source magnitude at phase III (1,000 rpm).

	Magnitude of excitation component [rpm]		
	700 rpm	1,000 rpm	
	2 <sup>nd</sup> order	2 <sup>nd</sup> order	
$J_1$	9.85	6.83	
$J_2$	14.07	5.42	
J <sub>3</sub>	14.92	3.08	
J4	18.16	3.23	

Table. 9 Change of main excitation component due to spline backlash

앞서 수행한 시뮬레이션으로부터 과응답 구간에서는 2차 성분의 크기가 스 플라인 백래시를 통과함에 따라 점차적으로 증가함을 확인하였다. 반면, 저응답 구간에서는 2차 성분의 크기가 스플라인 체결부의 거동 특성에 의해 점차적으 로 감소하였다. 따라서 시뮬레이션으로부터 점핑 현상 전/후에 대해 주요 가진 성분인 2차 성분의 크기 변화는 반대의 경향성을 보였다.

앞서 도출된 2차 성분의 크기가 점점 증가하거나 감소하는 시뮬레이션 결과에 대해 좀 더 명확한 분석을 위해서 과응답 구간(700 rpm)과 저응답 구간(1,000 rpm)에서 *iv*, *v* 스플라인 내외측 치의 거동을 확인하였다.

Figure. 27은 *iv*, *v* 스플라인 내외측 치의 상대 변위(relative displacement)와 충 돌력(impact force)을 나타낸 그래프이다. 스플라인 내외측 치의 상대 변위로부터 스플라인 백래시 내에서 치의 거동을 확인하였고, 치의 충돌력으로부터 치의 접 촉 여부를 확인하였다. *iv*, *v* 스플라인의 백래시는 각각 0.31 mm와 0.50 mm이므로 상대 변위가 ±0.155 mm, ±0.25 mm에 도달할 경우에는 스플라인 내외측 치는 충돌함을 의미한다.

Figure. 27 (a)는 과응답 구간에서 *iv* 스플라인의 동적 거동으로, 상대 변위가 주기적으로 백래시인 ±0.155 mm 범위에서 충돌의 주기성이 잘 유지되었으며, 스 플라인 내외측 치가 ±0.155mm에 도달할 때마다 양방향 충돌이 발생함을 알 수 있었다. 이러한 결과로부터 과응답 구간에서는 스플라인 백래시 내에서 2차 성 분에 의해 주기적인 충돌이 발생하였으며, 이러한 거동이 지속적으로 유지된다 고 예측할 수 있었다.
Figure. 27 (b)는 과응답 구간에서 v 스플라인의 동적 거동으로 iv 스플라인 응답과 유사하게 상대 변위가 ±0.25 mm 범위에서 주기적으로 충돌을 일으키는 것을 확인하였다. 따라서, v 스플라인 응답에서도 양방향 충돌 거동은 유지되었 고, iv 스플라인과 상대 변위 차이는 있었지만 주기적으로 스플라인 내외측 치의 충돌이 발생하였다.

Figure. 28 (a)는 저응답 구간에서 *iv*, *v* 스플라인의 내외측 치의 동적 거동에 대한 시뮬레이션 결과이다. 과응답 구간의 해석 결과와는 달리, ±0.155 mm 범 위에서 상대 변위의 주기적 거동이 발생하지 않았다. *iv* 스플라인 백래시의 내외 측 치의 상대 변위는 +0.155 mm에서 -0.155 mm로 거동할 때도, +0.155 mm에서 0 mm에 도달하였다가 다시 +0.155 mm로 거동하기도 하였다. 이와 같은 거동은 엔진 주요 가진 성분인 2차 성분에 의해 양방향 또는 단방향 충돌 거동이 복합 적으로 발생하는 것을 의미하며, 주기성이 사라져 2차 성분 외에도 다양한 성분 이 나타날 수 있음을 의미한다. 이와 같은 결과는 Figure. 26 (c)의 J<sub>3</sub> 응답에서도 잘 나타났다. 주기성이 사라지면서 간헐적으로 발생한 2차수 성분의 크기는 작 아졌고, 10 ~ 30 Hz 사이에 다양한 성분들이 추가로 발생하였다. 또한 점핑 현상 이 발생 전/후인 700 rpm와 1,000 rpm의 *iv* 스플라인 응답을 비교하여 보면 스플 라인 내외측 치의 충돌력의 크기에도 차이가 발생하였다. 저응답 구간에서는 스플라인 치의 충돌력은 과응답 구간에 비하여 작아졌으며 간헐적으로 큰 충돌이 발생하였다.

Figure. 28 (b)는 저응답 구간에서 v 스플라인 내외측 치의 시뮬레이션 결과이 다. *iv* 스플라인의 거동인 Figure. 28 (a)의 응답과 유사하게 스플라인 내외측 치의 상대 변위의 충돌의 주기성은 사라졌다. 또한, 충돌력의 크기는 *iv* 스플라인에 비하여 작아졌으며, 과응답에 비하여는 더 작아졌다.

정리하면 과응답 구간에서는 엔진 주요 가진 성분인 2차 성분에 의해 스플 라인 체결부의 양방향 충돌이 발생하였고, 이러한 충돌 특성에 의해 2차 성분의 배수인 4차와 6차 성분이 추가적으로 발생하였다. 과응답 구간의 양방향 충돌 거동은 주요 가진 성분인 2차 성분의 크기를 증폭시키는 요인으로 작용하였다. 2차 성분의 크기가 증가하는 것은 PTO 구동기어로 전달되는 회전속도 변동량 이 증가함을 의미하며, 앞서 수행한 실내 시험에서 기어 래틀 소음이 동적 거동 에 의해 큰 영향을 받는 것을 의미한다.

반면, 저응답 구간에서는 스플라인 체결부의 내외측 치의 양방향 충돌 뿐

56

아니라 단방향 충돌도 불규칙하게 발생하였다. 불규칙한 치의 충돌에 의해 2차 성분의 크기는 PTO 전동라인의 입력보다 작아졌으며, 점핑 현상 발생 전과 비 교하여 매우 크게 감소하였다.

결과적으로 엔진과 직결로 연결된 PTO 전동라인의 동적 거동은 회전속도에 따른 스플라인 내외측 치의 충돌 특성에 의해 변화함을 시뮬레이션으로부터 확 인하였다.



(a) *iv* spline



(b) v spline

Figure. 27 Simulation results of relative displacement and collision force of spline coupling at phase I (700 rpm).



(a) *iv* spline



(b) v spline

Figure. 28 Simulation results of relative displacement and collision force of spline coupling at phaseⅢ (1,000 rpm).

## 3.3.2.2 스플라인 백래시의 크기에 따른 PTO 전동라인의 동적 거 동 해석

스플라인 백래시는 PTO 기어 래틀 소음 수준을 결정하는 중요한 요소임을 시뮬레이션을 통해 확인하였다. 따라서 스플라인 백래시의 크기가 PTO 전동라 인의 동적 거동에 미치는 영향을 확인하기 위하여 백래시의 크기를 변화시키며 시뮬레이션을 수행하였다.

스플라인 백래시 크기에 따른 PTO 전동라인의 동적 거동을 해석하기 위하 여 연구대상 트랙터의 엔진 아이들 회전수인 900 rpm에서 백래시가 가장 큰 v 스플라인 백래시의 크기를 조절하면서 시뮬레이션을 수행하였다. Figure. 29과 같 이 연구 대상 PTO 전동라인에 적용된 백래시인 0.50 mm (b), 제작 가능한 최소 크기인 0.10 mm (a)과 최대 크기인 0.90 mm (c)에 대해 시뮬레이션을 수행하였으 며, J<sub>1</sub>와 J<sub>4</sub>의 응답에서 2차 가진 성분의 크기 변화 및 *iv*, *v* 스플라인 체결부의 동적 거동을 확인하였다.



Figure. 29 Simulation plan for PTO dynamic behavior analysis according to spline backlash level.



(b) Response of J<sub>4</sub>

Figure. 30 Simulation results with *v* spline with 0.10 mm backlash applied.



(b) Response of J<sub>4</sub>

Figure. 31 Simulation results with *v* spline with 0.50 mm backlash applied.



(b) Response of  $J_4$ 

Figure. 32 Simulation results with *v* spline with 0.90 mm backlash applied.

Figure. 30~32는 900 rpm에서 v 스플라인의 백래시 크기에 따른 J<sub>1</sub>와 J<sub>4</sub>의 주 파수 응답(FFT) 결과이다.

Figure. 30는 v 스플라인 백래시를 0.10 mm로 적용한 시뮬레이션 결과이다. Figure. 30 (a)와 같이 J<sub>1</sub> 응답에서 2차 성분의 크기는 9.80 rpm이며 스플라인 백래 시를 통과함에 따라 Figure. 30 (b)의 J<sub>4</sub> 응답에서 2차 성분은 17.88 rpm로 약 1.82 배 증가되었다. 이전 수행한 시뮬레이션 결과인 Figure. 25와 같이 과응답 구간의 결과와 유사하게 나타났다.

Figure. 31는 v 스플라인 백래시를 0.50 mm로 적용한 시뮬레이션 결과이다. Figure. 31 (a), (b)와 같이 J<sub>1</sub>와 J<sub>4</sub>에서 2차 성분의 크기는 과응답 구간의 거동을 보였으며, 각각 9.80 rpm와 14.46 rpm으로 약 1.48배 증가되었다.

Figure. 32는 v 스플라인 백래시를 0.9 mm로 적용한 결과로 Figure. 30 ~ 31과 비교하여 2차 성분의 크기는 J<sub>1</sub>와 J<sub>4</sub>에서 각각 9.80 rpm와 3.49 rpm으로 J<sub>1</sub>에 비해 J<sub>4</sub>가 1/3 수준으로 감소하였다.

	Backlash : 0.10 mm	Backlash : 0.50 mm	Backlash : 0.90 mm
$J_1$	9.80	9.80	9.80
$J_4$	17.88	14.46	3.49

Table. 10 Changes in main excitation according to spline backlash level

Magnitude of 2<sup>nd</sup> order [rpm]

따라서 변속기에 입력되는 회전속도를 900 rpm으로 동일하게 유지한 상태에 서 PTO 전동라인의 백래시 크기를 변경하면서 시뮬레이션을 수행한 결과, v 스 플라인 백래시를 0.5 mm에서 0.9 mm로 증가시켰을 때 PTO 구동기어의 2차 성 분이 감소하였다. 또한 v 스플라인 백래시를 0.5 mm에서 0.1 mm로 감소시켰을 때는 2차 성분이 더 증가하였다. Figure. 33 ~ 35는 *iv*, *v* 스플라인 내외측 치의 상대 변위와 충돌력에 대한 해 석 결과이다. *v* 스플라인의 백래시가 0.10 mm와 0.50 mm일 때는 Figure. 33 ~ 33와 같이 *v* 스플라인에서 2차 성분에 의한 양방향 충돌이 유지되었고, 이에 의한 충 돌력이 나타났다. 그러나, *v* 스플라인의 백래시가 0.90 mm일 때는 Figure. 33 (b)와 같이 *v* 스플라인의 거동에서 2차 성분에 의한 양방향 주기적인 충돌이 사라지 면서 불규칙적인 충돌력이 나타났다.

정리하면, 제작 백래시 크기인 0.50 mm보다 작은 백래시에서는 동일한 점핑 현상이 발생하였으나, 제작 백래시보다 큰 백래시를 적용하면 PTO 전동라인으 로 입력되는 회전속도가 동일하더라도 저응답 구간의 동적 거동이 발생하는 것 으로 확인되었다.



(b) v spline

Figure. 33 Simulation results of spline coupling behavior at 900rpm (*v* spline backlash level : 0.1 mm).



(b) v spline

Figure. 34 Simulation results of spline coupling behavior at 900rpm (*v* spline backlash level : 0.5 mm).





Figure. 35 Simulation results of spline coupling behavior at 900rpm (*v* spline backlash level : 0.9 mm).

### 3.4. 시험 기반 스플라인 백래시 크기의 영향 분석

#### 3.4.1. 시험 계획

3.3.2장에서 수행한 시뮬레이션으로부터 PTO 전동라인에 입력되는 회전속 도가 동일하더라도 스플라인 백래시의 크기에 따라 PTO 전동라인의 동적 거동 이 변화됨을 확인하였다. 이에 대한 시험적 검증을 위하여 추가적인 시험을 수 행하였다.

스플라인 백래시의 크기가 다른 PTO 클러치를 제작하여 엔진 아이들 회전 속도 구간인 700~1,000 rpm에서 PTO 전동라인의 동적 거동을 시험적으로 확인 하였다. PTO 전동라인의 스플라인 백래시의 크기 조절은 PTO 클러치의 원활한 체결을 위해 상대적으로 큰 백래시가 적용된 v 스플라인 백래시의 크기를 변경 하였다.

앞서 시험을 수행한 3.2.3장에서의 v 스플라인 백래시는 0.50 mm였으며, 이 보다 작은 경우와 큰 경우에 대하여 PTO 클러치의 마찰판과 허브축 시편을 제 작하였다. Figure. 36는 v 스플라인 백래시의 크기를 변경하여 제작한 PTO 클러치 의 마팔판과 허브축 시편을 나타낸 것이며, 백래시의 크기는 Table. 11과 같이 0.10 mm, 0.50 mm, 0.90 mm와 1.30 mm 4 수준으로 하였다. Figure. 36 (a)의 Type A는 백래시 크기가 0.10 mm로 가장 작은 백래시를 적용하였고, Figure. 36 (d)의 Type D 의 백래시 크기가 1.30 mm로 가장 큰 백래시를 적용하였다.

시험은 3.2.3장에서 수행한 시험과 동일하게 PTO 전동라인의 입력축과 PTO 구동기어의 회전속도 응답을 계측하였고, 기어 래틀 소음 또한 3.2.3에서 수행한 시험과 동일한 위치에서 측정하였다. 시험을 통해 계측된 회전속도 응답을 700 ~1,000 rpm까지 3차원 컬러맵 형태로 표현하여 PTO 전동라인의 동적 거동과 기 어 래틀 소음 수준을 비교하였다.

69



(a) Type A (backlash level: 0.10 mm)



(b) Type B(backlash level: 0.50 mm)



(c) Type C(backlash level: 0.90 mm)



(d) Type D (backlash level: 1.30 mm)

Figure. 36 PTO clutch(friction disk, hub shaft) specimens with adjusted backlash level.

	Type A	Type B	Туре С	Type D
Backlash level [mm]	0.10	0.50	0.90	1.30

Table. 11 Backlash Levels of v spline coupling for additional Lab. test

#### 3.4.2 PTO 전동라인의 동적 거동 분석

Figure. 37~40는 v 스플라인의 백래시 크기를 변경한 시편 Type A~D를 적용 하여 계측한 PTO 전동라인의 입력축과 PTO 구동기어의 회전속도 응답을 FFT 과정을 통해 얻은 3차원 컬러맵 결과이다. Figure. 37~40의 결과에서 스플라인 백래시 크기 변화에 따른 동적 거동을 확인하였으며, PTO 전동라인의 입력축과 PTO 구동기어에서 계측된 주요 가진 성분의 크기 변화와 주요 가진 성분 이외 에 다른 차수 성분들의 변화도 확인하였다.

Figure. 37 (a) ~ 40 (a)는 Type A~D를 적용한 실내 시험에서 PTO 전동라인의 입력축 응답이며, 주요 가진 성분인 2차 성분의 크기는 유사하였다. 따라서 백 래시를 변경한 Type A~D를 적용한 실내 시험에서 모터를 통한 유사한 수준의 회전 진동이 입력된 것을 확인하였다.

Figure. 37는 백래시가 가장 작은 Type A를 적용하여 계측한 회전속도 응답 이다. Figure. 37 (b)은 PTO 구동기어의 응답이며 2차 성분의 크기가 PTO 전동라 인의 입력축 응답보다 증폭되는 것을 확인하였으며, 증폭 수준이 급격히 감소하 는 점핑 현상은 발생하지 않았다. 또한 관심 회전속도 구간인 700~1,000 rpm 전 구간에서 2차 가진 성분이 증폭되었으며, PTO 구동기어 회전속도 응답에서 PTO 전동라인 입력축에서 계측되지 않았던 4차와 6차 성분이 나타났다.

Figure. 38 (b)는 3.2.3장에서 수행한 시험과 동일한 결과이며, Type B를 적용하 여 수행한 시험 결과이다. 연구 대상 PTO 전동라인에 적용되는 기본적인 백래 시 크기인 0.50 mm의 v 스플라인 백래시가 적용되었으며, 700~910 rpm에서 회전 속도가 크게 증폭되는 과도응답 구간이었다. 증폭 수준이 급격히 변화하는 점핑 현상인 과도 응답(phase Ⅱ)이 920 rpm에서 발생하였으며, 920 rpm 이후의 회전속 도는 저응답 구간의 거동 특성을 보였다. 또한 저응답 구간에서는 가진 성분에 없었던 1차 성분이 나타난 것이 특징이다. Figure. 39 (b)는 Type C를 적용한 시험에서 PTO 구동기어의 회전속도 응답이 다. 과응답 거동 특성이 발생하는 구간은 700 ~ 880 rpm이었으며, Type B보다 30 rpm 낮은 890 rpm에서 과도 응답이 발생하였다. 890 rpm 이후의 회전속도는 저응 답 구간으로 Type B를 적용한 시험 결과인 Figure. 39 (b)와 같이 뚜렷한 1차 성분 은 나타나지 않았다.

Figure. 40 (b)은 v 스플라인에 가장 큰 백래시인 1.30 mm를 가진 Type D를 적 용한 시험 결과이다. Type C를 적용한 시험 결과보다 10 rpm이 낮은 880 rpm에서 증폭 수준이 낮아지는 과도 응답이 발생하였다. 또한 890 ~ 1,000 rpm의 저응답 구간에서는 10~20 Hz 구간에 산발적인 응답이 발생하였다.

Figure. 37~40의 결과를 통해 스플라인 백래시 크기가 PTO 전동라인에 동적 거동에 미치는 영향을 정리하면 Table. 12와 같다. PTO 클러치의 v 스플라인의 백래시 크기를 변경함에 따라 입력축 대비 PTO 구동기어의 회전속도 변동량이 증폭되는 과도응답 발생 회전속도가 점점 감소하였다. 가장 작은 백래시가 적용 된 Type A의 시험에서는 점핑 현상이 발생하지 않았고, 백래시가 증가함에 따라 엔진 아이들 회전속도 구간인 700~1,000 rpm에서 점핑 현상이 발생하였다. 따라 서 같은 PTO 전동라인 시스템일지라도 비선형 요소인 스플라인 백래시의 크기 에 따라 과도응답이 발생하는 회전속도가 달라졌다.

	Type A	Type B	Type C	Type D
Occurrence of jumping phenomenon [rpm]	_	920	890	880

Table. 12 Rotational speed at which phase Ⅱ occurred



(a) Response of input shaft



(b) Response of PTO drving gear

Figure. 37 Measurement results of rotational speed of Type A (backlash level : 0.10mm).



(a) Response of input shaft





Figure. 38 Measurement results of rotational speed of Type B (backlash level : 0.50mm).



(a) Response of input shaft





Figure. 39 Measurement results of rotational speed of Type C (backlash level : 0.90mm).



(a) Response of input shaft





Figure. 40 Measurement results of rotational speed of Type D (backlash level : 1.30mm).

시험을 통해 스플라인 백래시 크기에 따라 과도응답이 발생하는 회전속도 가 낮아지는 것을 확인하였다. 과도응답이 발생하는 회전속도 뿐만 아니라 저응 답 구간에서의 동적 거동에도 변화가 발생하였다. 점핑 현상 발생 후 PTO 전동 라인의 거동 특성을 분석하기 위해 Type B~D의 시험에서 모두 저응답 구간에 해당하는 970 rpm에서 회전속도 응답을 비교하였다.

Figure. 41은 저응답 구간인 970 rpm에서 PTO 구동기어의 응답을 비교한 결과이다. 동일한 수준의 2차 성분의 크기가 PTO 전동라인으로 입력되었지만 상대적으로 작은 백래시를 갖는 Type B를 적용한 경우가 Type C와 Type D에 비하여 PTO 구동기어에 전달되는 2차 성분의 크기가 더 컸으며, 4차와 6차 성분 또한 상대적으로 더 크게 나타났다. 또한 Type B를 적용한 Figure. 41 (a)에서는 단방향 충돌에 대한 응답인 1차 성분의 크기가 상대적으로 더 크고 명확하게 나타났다. 반면에 백래시 수준이 큰 시편을 적용한 Figure. 41 (b) & (c)의 결과에서는 1차 성분이 뚜렷하게 나타나지 않았고 10~20 Hz 사이에 산발적으로 다양한 성분이 나타났다. 이는 시뮬레이션을 통한 저응답 구간의 응답인 Figure. 32 (b)와 같은 결과이다.

따라서 백래시가 증가함에 따라 점핑 현상 후에는 주요 가진 성분의 크기 는 감소하였으며, 단방향 충돌 거동 응답인 1차 성분이 뚜렷하게 계측되는 않는 것으로 보아 불규칙한 충돌이 발생하는 것으로 판단하였다.



(a) Type B (backlash level : 0.50 mm)







(c) Type D (backlash level : 1.30 mm)

Figure. 41 Response of PTO driving gear at phase III (970rpm).

#### 3.4.3 고찰 및 분석

Figure. 37 ~ 40의 3차원 컬러맵 그래프에서 차수를 분석한 결과, PTO 전동라 인 스플라인 내외측 치의 충돌 특성에 의해 가진 성분에 없었던 차수 성분이 발생하기도 하였고, 증폭되었던 차수 성분이 급격히 감소하기도 하였다. 또한 PTO 전동라인에 적용되는 스플라인 백래시 크기에 따라 점핑 현상이 발생하는 회전속도가 변화하는 것을 확인하였다. 점핑 현상은 2차 가진 성분의 크기가 급 격히 감소하여 PTO 구동기어의 회전속도 변동량이 줄어드는 것을 의미한다. 일 반적으로 기어 래틀 소음은 기어쌍으로 입력되는 회전속도 변동량에 영향을 받 는다고 보고 되었다[9]. 따라서 PTO 전동라인의 동적 거동에 의해 영향을 받는 PTO 구동기어의 회전속도 변동량과 계측된 소음 특성을 분석하는 것은 PTO 기 어 래틀 소음을 이해하는데 매우 중요하다.

Figure. 42은 스플라인 백래시 크기를 변경한 PTO 클러치 Type A~D을 적용 하여 PTO 구동기어에서 계측된 회전속도 변동량을 나타낸 것이다. PTO 전동라 인은 다수의 스플라인 체결부가 존재하며 복합적인 충돌이 발생하므로, 동일한 회전속도에서 11초 동안 PTO 구동기어의 회전속도 변동량은 항상 동일하지 않 다. 따라서 앞서 수행한 700 ~ 1,000 rpm 구간에서 10 rpm 단위로 계측한 11초의 회전속도 응답을 대표할 수 있는 회전속도 변동량은 하나의 값으로 표현할 수 없기 때문에 사분위수 분석을 통해 통계적으로 접근하였다. 회전속도 응답의 2 주기마다 변동량(peak-to-peak value)을 취하여 전체 11초 동안 1사분위수(1<sup>st</sup> quartile), 2사분위수(2<sup>nd</sup> quartile), 3사분위수(3<sup>rd</sup> quartile), 최댓값 및 최솟값을 확인하 였다. 또한 PTO 전동라인의 동적 거동에 의한 기어 래틀 소음은 Figure. 43와 같 이 평균값, 최댓값 및 최솟값으로 비교하였다.



(a) Type A (backlash level : 0.10 mm)



(b) Type B (backlash level : 0.50 mm)



(c) Type C (backlash level : 0.90 mm)



(d) Type D (backlash level : 1.30 mm)

# Figure. 42 Measurement results of rotational speed for input shaft and PTO driving gear.

Figure. 42 (a)는 Type A를 적용한 시험 결과이며, PTO 전동라인의 입력축과 PTO 구동기어의 회전속도 변동량을 나타낸 것이다. PTO 전동라인의 입력축에서 는 700~1,000 rpm까지 일정한 크기의 회전속도 변동량이 유지되었으며, PTO 구 동기어의 회전속도 변동량은 PTO 전동라인으로 입력되는 회전속도가 증가함에 따라 변동량이 점차적으로 증가하였다. 700 rpm에서는 입력축 대비 PTO 구동기 어의 회전속도 변동량이 약 3.0배였고, 1,000 rpm에서는 약 4.8배까지 증가하였다. 회전속도 변동량이 증가하는 700~1,000 rpm 구간에서 기어 래틀 소음은 Figure. 43 (a)와 같이 평균값을 기준으로 81.5~ 87.3 dBA으로 점차적으로 증가하였으며, 회전속도 변동량과 유사한 경향을 보였다.

Figure. 42 (b)와 같이 Type B를 적용한 경우, 입력축 대비 PTO 구동기어의 회전속도 변동량은 700 rpm에서 3.3배였으며, 과응답 구간의 910 rpm에서 4.7배로 증가하였다. 기어 래틀 소음 또한 같은 경향으로 700 rpm에서는 80.7 dBA이었고, 910 rpm에서는 85.2 dBA로 점차적으로 증가하였다. 과도응답 발생지점인 920 rpm 에서의 회전속도 변동량과 기어 래틀 소음은 발생 전인 910 rpm의 결과와는 다르게 크게 감소하였다. 점핑 현상에 의한 회전속도 변동량은 Table. 13에 정리하였고, 점핑 현상에 의해 회전속도 변동량이 157.9 rpm에서 58.0 rpm으로 크게 감소함을 Figure. 42 (b)에서 확인하였다. 이러한 점핑 현상이 발생함에 따라 기어 래틀 소음은 85.2 dBA에서 74.3 dBA로 약 10.9 dBA 저감되었다. 점핑 현상 발생

후에는 1,000 rpm까지 72~73 dBA로 회전속도 변동량과 같이 점핑 현상 발생 전 보다 상대적으로 낮은 소음 수준을 유지하였다.

Figure. 42 (c)는 Type C를 적용한 시험 결과이며, Type B를 적용한 결과인 Figure. 42 (b)와 유사한 경향을 보였다. 과도응답 구간에서 회전속도 변동량이 3.8~5.6배까지 증가하였으며, 기어 래틀 소음도 84.0~ 87.3 dBA으로 높은 수준을 유지하였다. 과도응답 발생지점인 890 rpm에서 PTO 구동기어의 회전속도 변동 량은 46.9 rpm으로 입력축 회전속도 변동량 대비 약 1.2배으로 감소하였으며, 소 음 수준 또한 73.1 dBA로 점핑 현상이 발생하기 직전보다 약 14.3 dBA 저감되었 다. 저응답 구간에서는 회전속도 변동량의 편차가 Type B를 적용할 때와 비교하 여 더 큰 것을 사분위수 결과로부터 확인하였다. 회전속도 변동량의 편차가 큰 동적 거동에 의해 기어 래틀 소음의 최대, 최소값도 Figure. 43 (c)와 같이 평균에 비하여 큰 편차를 보였다.

Figure. 42 (d)는 가장 큰 백래시를 가지는 Type D를 적용한 시험 결과이며, 과응답 구간에서 최대 5.4배로 회전속도 변동량이 증가하였다가 과도응답 발생 지점에서 2.2배 수준으로 증가 수준이 감소하였다. 기어 래틀 소음 수준도 과도 응답 구간에서 86.8 dBA에서 77.0 dBA으로 9.8 dBA 감소하였다. 또한 회전속도 변동량의 편차는 Type C를 적용한 Figure. 42 (c)보다 더 크게 발생하였으며 기어 래틀 소음 수준도 Figure. 43 (d)와 같이 평균값에서 가장 큰 편차를 보였다.



(a) Type A (backlash level : 0.10 mm)







(c) Type C (backlash level : 0.90 mm)



(d) Type D (backlash level : 1.30 mm)

Figure. 43 Gear rattle noise measurements according to spline backlash level.

정리하면, PTO 전동라인의 백래시가 상대적으로 작은 경우에는 엔진 아이들 회전수가 설정될 수 있는 700~1,000 rpm에서 회전속도 변동량이 급격히 감소하 는 과도응답이 발생하지 않았다. 백래시가 증가함에 따라 점핑 현상이 발생하였 으며, 과도응답이 발생하는 회전속도도 점점 낮아졌다.

Type B ~ D를 적용한 시험 결과에서 과응답 구간에서는 회전속도가 증가함 에 따라 회전속도 변동량과 기어 래틀 소음은 증가하였고, 점핑 현상 발생 후에 는 회전속도 변동량과 기어 래틀 소음이 급격히 감소하였다. Table. 13은 점핑 현 상에 따른 회전속도 변동량과 기어 래틀 소음의 변화를 나타낸 것이다.

 Table. 13 Changes in rotational speed fluctuation and sound pressure levels according to jumping phenomenon

	Type A	Type B	Type C	Type D
Change of rotational speed fluctuation [rpm]	-	157.9 <b>→</b> 58.0	182.3 <b>→</b> 46.9	200.2 <b>→</b> 74.6
Change of average SPL level [dBA]	-	85.2 <b>→</b> 74.3	87.3 → 73.0	88.8 → 77 .1

## 3.5. 결론 및 고찰

3.4.3장에서는 PTO 기어 래틀 소음에 영향을 미치는 회전속도 변동량의 산 포 분석을 위해 PTO 구동기어의 회전속도 변동량을 사분위수로 정리하였다. 또 한 PTO 전동라인의 동적 거동에 의한 기어 래틀 소음은 평균과 최대/최소값으 로 정리하여 비교하였다. 결과적으로 동적 거동 및 기어 래틀 소음의 경향성을 확인하기 위하여 Figure. 42 ~ 43와 같이 정리하였지만 계측된 시간 영역의 데이 터를 비교하여 Phase I ~ III 구간에 어떠한 동적 거동이 발생하였는지 대해 추가 적인 고찰이 필요하다. 본 장에서는 스플라인 백래시 크기에 따른 Phase I ~ III에 서 어떤 동적 거동의 변화가 발생하는지 분석하였다.

#### 3.5.1 과응답 구간(Phase I)의 응답 분석

과응답 구간은 PTO 구동기어의 회전속도 변동량이 입력축에 비해 증폭되 는 구간이며, 이 구간에서 가장 큰 증폭 수준이 나타나는 지점에서 회전속도 응 답과 소음 특성을 비교하였다. 앞서 수행한 실내 시험을 통해 과응답 구간에서 가장 큰 회전속도 증폭 수준은 과도응답이 발생하기 직전의 회전속도에서 발생 하였다. 따라서 각각의 백래시를 적용한 실내 시험에서 과도응답 직전의 회전속 도에서 응답을 비교하였다. Figure. 44는 스플라인 백래시 크기에 따라 입력축, PTO 구동기어의 회전속도 및 기어 래틀 소음을 측정한 결과이며, 과도응답이 발생하지 않은 Type A의 실내시험 결과는 비교대상에서 제외하였다.

Type B ~ D를 적용한 실내 시험에서 계측한 회전속도 및 소음 측정 결과는 공통적으로 Figure. 44와 같이 입력축 응답에 비해 PTO 구동기어의 회전속도 변 동량이 크게 증폭되었으며, 계측된 11초 동안 변화없이 증폭된 상태를 유지하였 다. 큰 스플라인 백래시가 적용된 Type C & D의 회전속도 변동량이 Type B보다 증가하였으며, 결과적으로 기어 래틀 소음도 증가함을 알 수 있었다.



(a) Type B (Measurement rotational speed : 910 rpm)



(b) Type C (Measurement rotational speed : 880 rpm)



(c) Type D (Measurement rotational speed : 860 rpm)

#### Figure. 44 Measurement results of rotational speed and gear rattle noise at phase I .

회전속도 변동량을 정량적으로 분석하기 위해 Table. 14와 같이 PTO 구동기 어의 회전속도 변동량을 사분위수로 분석하였다. 또한 사분위수 분석을 통한 산 포를 육안상으로 알아보기 쉽도록 박스 플롯 형태로 표현하였다.

박스 플롯은 Figure. 45과 같이 산포 그룹에서 최소값, 1~3사분위수, 최대값 분포를 그래픽으로 보여준다. 또한 산포 그룹 내에서 25%와 75%에 해당하는 값인 1사분위수와 3사분위수가 50%에 해당하는 2사분위수에서 어느 정도 떨어 져 있는지를 육안상으로 쉽게 확인할 수 있다. 1사분위수와 3사분위수 사이의 범위를 정량적으로 나타낸 값을 IQR(InterQuartile Range)라고 한다. IQR은 3사분 위수에서 1사분위수를 뺀 값으로 50%에 해당하는 2사분위수에서 산포 정도를 나타낸 값이다.

따라서 회전속도 변동량의 IQR이 크다는 것은 계측시간 동안 큰 회전속도 변동량이 2사분위수에 해당하는 변동량에 비해 작거나 큰 회전속도 변동량이 많이 발생함을 의미한다. 회전속도 변동량의 IQR가 크게 되면 산발적으로 작거 나 큰 회전속도 변동량에 의해 기어 래틀 소음도 일정하지 않고 큰 충돌음이 발생한다. 또한 IQR이 작으면 큰 편차없이 PTO 구동기어가 동적 거동을 비교적 잘 유지하며, 기어 충돌 소음도 일정한 수준의 충돌 소음이 발생한다고 할 수 있다. Table. 14의 사분위수와 Figure. 46의 박스 플롯을 통해 점핑 현상이 발생하기 직전의 회전속도 변동량 산포를 확인하면 1~3사분위수 모두 백래시 수준에 비 례하여 증가함을 알 수 있었다. Table. 15 와 같이 Type B~D의 IQR은 각각 8.2 rpm, 11.9 rpm, 14.3 rpm으로 백래시가 증가할수록 2사분위수에서 더 많이 흩어져 있음을 확인하였다. 따라서 Figure. 44 (a) 과 같이 계측 결과에서도 상대적으로 편차가 작고 안정적인 기어 래틀 소음이 계측되었다. IQR이 큰 Type D에서는 산 발적인 회전속도 변동량에 의해 상대적으로 큰 기어 충돌 소음을 예상할 수 있 으며, Figure. 44 (c)의 소음 계측 결과에서도 간헐적으로 큰 음압이 계측되었다.

	Туре В (910 гр <b>m</b> )	Type C (880 rpm)	Type D (860 rpm)
Minimum value	136.3	162.4	166.5
1 <sup>st</sup> quantile (25% Percentile)	153.6	176.7	195.4
2 <sup>nd</sup> quantile (50% Percentile)	157.9	182.3	202.4
3 <sup>rd</sup> quantile (75% Percentile)	161.8	188.6	209.7
Maximum value	192.2	202.9	225.3

Table. 14 Quartiles of the rotational speed fluctuation of PTO driving gear at phase I



Figure. 45 Box Plots for Dynamic Behavior Analysis.



Figure. 46 Box plot of rotational speed fluctuation of PTO driving at phase I .

	Type B	Туре С	Type D
	(910 rpm)	(880 гр <b>m</b> )	(860 rpm)
IQR [rpm]	8.2	11.9	14.3

 Table. 15 IQR(InterQuartile Range) of the rotational speed fluctuation of PTO driving gear at phase I
## 3.5.2 과도응답 구간(Phase II)의 응답 분석

점핑 현상이 발생하는 순간인 과도응답 구간(Phase II)에서 스플라인 백래시 크기에 따라 어떤 동적 거동의 변화가 있는지 살펴보기 위해 점핑 현상이 발생 한 직후 또는 과응답 구간과 저응답 구간의 복합적인 거동이 발생하는 지점에 서 회전속도 및 소음 계측 결과를 비교하였다. 3.5.1장과 마찬가지로 사분위수 및 박스 플롯을 통해 PTO 구동기어의 회전속도 변동량의 산포를 분석하였다. 백래시 크기에 따라 점핑 현상이 발생하는 회전속도가 다르기 때문에 각각의 실내 시험에서 과도응답이 발생한 920 rpm(Type B), 890 rpm(Type C), 880 rpm(Type D)에서 응답 특성을 비교하였다.

Figure. 47는 과도응답이 발생한 지점에서 회전속도 및 소음 계측 결과이다. Type B & C의 과도응답이 발생한 회전속도에서 PTO 구동기어의 회전속도 응답 이 비교적 일정한 수준의 변동량을 유지하는 것을 Figure. 47 (a) & (b)에서 확인하 였다. 그러나 Type D의 백래시를 적용한 Figure. 47 (c)에서는 일정한 회전속도 변 동량이 유지되지 않고 과응답 구간의 거동 특성도 복합적으로 발생하였다.

PTO 구동기어의 회전속도 변동량에 산포를 정량적으로 비교하기 위해
Table. 16~17와 같이 사분위수 및 IQR을 확인하였고, 사분위수의 분포를 Figure.
48과 같이 박스 플롯으로 표현하여 함께 비교 분석하였다.



(a) Type B (Measurement rotational speed : 920 rpm)



(b) Type C (Measurement rotational speed : 890 rpm)



(c) Type D (Measurement rotational speed : 880 rpm)

Figure. 47 Measurement results of rotational speed and gear rattle noise at phase  ${\rm I\!I}$  .

Table. 16와 Figure. 48에서 확인할 수 있듯이 Type B~C의 1~3사분위수 모두 Type D에 비해 낮았다. Table. 17에서 IQR 또한 각각 5.5 rpm, 6.7 rpm으로 61.0 rpm 인 Type D에 비해 상대적으로 작았다. Type D에 비하여 상대적으로 낮은 2사분위 수와 IQR을 갖는 Type B와 Type C는 과도응답이 발생함과 동시에 단방향 충돌 거동으로 변화하여 회전속도 변동량이 낮아졌으며, 단방향 충돌 거동이 계측시 간 동안 잘 유지되는 것을 의미한다.

또한 Type C의 응답이 Type B 응답에 비해 IQR은 유사한 수준이었으며, 1~3 사분위수는 상대적으로 더 작았다. 따라서 Type C 수준으로 백래시를 0.4 mm 더 크게 적용함에 따라 회전속도 변동량도 감소하였고, IQR을 통해 거동 특성도 산 포 없이 잘 유지되는 것을 알 수 있었다. 결과적으로 기어 래틀 소음도 과도응 답이 발생한 회전속도에서 Type C의 기어 래틀 소음이 Type B보다 1.3 dBA 더 낮은 것을 Table. 13에서 확인하였다.

Type D의 실내 실험에서는 Type B와 Type C의 거동과 다르게 일부 구간에서 큰 회전속도 변동량이 불규칙하게 발생하였다. 간헐적인 큰 회전속도 변동량이 발생하긴 하지만 0 ~ 7.4 초 사이에는 저응답 구간의 거동 특성을 보였으며 약 8.1~8.6 초와 9.3~11.0 초 구간에서는 과응답 구간의 거동 특성이 나타났다.

사분위수 분석 결과를 보면 이러한 현상에 대해 명확히 정량적으로 알 수 있다. Type D의 2사분위수와 IQR은 각각 94.0 rpm, 61.0 rpm으로 Type B와 Type C에 비해 월등히 높았다. 이를 통해 Type D에서 회전속도 변동량과 산포가 모두 큰 것을 알 수 있으며, 기어 래틀 소음 또한 간헐적으로 큰 충돌음이 발생할 수 있 음을 알 수 있었다. 계측 결과인 Figure. 47 (c)를 보면 7.4초에 72.0 dBA의 소음 수준에서 0.6 초 뒤인 8.0 초에서는 15.3 dBA 높은 87.3 dBA 수준의 소음이 발생 하였다.

94

	Type B (920 rpm)	Type C (890 rpm)	Type D (880 rpm)
Minimum value	48.3	32.3	34.2
1 <sup>st</sup> quantile (25% Percentile)	55.0	43.3	62.3
2 <sup>nd</sup> quantile (50% Percentile)	58.0	46.9	94.0
3 <sup>rd</sup> quantile (75% Percentile)	60.5	50.0	123.3
Maximum value	71.0	72.7	223.8

Table. 16 Quartiles of the rotational speed fluctuation of PTO driving gear at phase II





Figure. 48 Box plot of rotational speed fluctuation at phase  $\Pi$ .

	Type B	Type C	Type D
	(920 rpm)	(890 rpm)	(880 rpm)
IQR (rpm)	5.5	6.7	61.0

 Table. 17 IQR(InterQuartile Range) of the rotational speed fluctuation of PTO driving gear at phase II

Type D를 적용한 실내 시험에서 과도응답은 880 rpm 이외에 870 rpm에서도 발생하였다. 이런 현상은 Type B와 Type C에서는 10 rpm 단위로 수행된 실내시험 에서 과도응답이 급격히 발생한 결과와는 다른 특성이었다. 3.4.3장의 동적거동 분석결과인 Figure. 42 (d)에서 살펴보면 870 rpm에서도 PTO 구동기어의 2사분위 수가 낮아졌다. 따라서 추가적으로 870 rpm에서의 거동을 추가적으로 살펴보았 다.

Figure. 49는 Type D를 적용하여 계측한 870 rpm에서의 회전속도 및 기어 래 틀 소음 계측 결과이다. 870 rpm에서의 응답은 880 rpm의 계측 결과와 유사하게 과응답 및 저응답 거동 특성이 모두 발생하였으나, 과응답 거동 특성이 더 지배 적이었다.

Table. 18과 Figure. 50과 같이 870 rpm과 880 rpm의 PTO 구동기어의 회전속도 변동량의 사분위수와 박스 플롯을 통해 산포를 비교하였다. 과응답 구간의 거동 이 더 지배적인 870 rpm의 1사분위수, 2사분위수가 880 rpm과 비교하여 각각 3배 와 2배 이상 큰 것을 확인하였다. Figure. 50에서 1사분위수가 특히 크게 차이가 나는 것으로 보아 870 rpm 응답에서 과응답 거동 특성이 지배적인 것을 정량적 으로 알 수 있었다. Table. 19에서 870 rpm의 IQR은 13.7 rpm으로 880 rpm의 61.0 rpm보다 상대적으로 작은 것은 2사분위수가 높고 과응답 거동 특성이 계측시간 동안 지배적으로 발생했기 때문이었다.

정리하면 스플라인 백래시 크기가 각각 0.5 mm와 0.9 mm인 Type B와 Type C 은 동일하게 회전속도 변동량의 증폭 수준이이 급격히 낮아지는 과도응답 지점 이 존재하며, 과응답 구간과 저응답 구간이 명확히 구분되었다. 반면에 1.3 mm 의 가장 큰 백래시 크기를 적용한 Type D는 과응답과 저응답 특성이 복합적으 로 발생하는 과도응답 구간이 발생하였다. 따라서 PTO 전동라인에 스플라인 백 래시 크기가 과도하게 큰 경우에는 과응답과 저응답 특성이 복합적으로 발생하 는 지점이 발생하며, 이에 따라 기어 래틀 소음도 과응답과 저응답 구간의 소음 수준이 혼재되어 발생하였다.



Figure. 49 Measurement result of rotational speed and gear rattle noise at 870 rpm(Type D).

Table	. 18	Quartiles	of the	rotational	speed	fluctuation	of PTO	driving g	ear in	transi	ent
				resp	onse ra	inge (Type l	D)				

	Type D (870 rpm)	Type D (880 rpm)
Minimum value	65.0	34.2
1 <sup>st</sup> quantile (25% Percentile)	192.5	62.3
2 <sup>nd</sup> quantile (50% Percentile)	200.1	94.0
3 <sup>rd</sup> quantile (75% Percentile)	206.2	123.3
Maximum value	227.5	223.8



Figure. 50 Box plot of rotational speed fluctuation in transient response range(Type D).

Table. 19 IQR(InterQuartile Range) of PTO driving gear in transient response range(Type D)

	Type D (870 rpm)	Type D (880 rpm)	
IQR [rpm]	13.7	61.0	

## 3.5.3 저응답 구간(Phase III)의 응답 분석

Figure. 51는 Type B ~ C를 적용한 실내 시험에서 모두 저응답 구간에 해당하는 1,000 rpm에서의 PTO 구동기어의 회전속도와 기어 래틀 소음 계측 결과로서, 스플라인 백래시 크기가 증가할수록 간헐적으로 발생하는 큰 회전속도 변동량 이 발생하는 빈도가 증가하였다. 이러한 결과는 동일한 스플라인 내외측 치가 단방향 충돌 거동을 하더라도 스플라인 백래시가 커질수록 불규칙한 큰 충돌의 발생 빈도가 증가하는 것을 의미한다. 또한 PTO 구동기어의 불규칙한 회전속도 변동은 PTO 기어쌍의 불규칙한 충돌에 의한 충돌음을 유발하여 편차가 큰 기 어 래틀 소음을 유발한다.

Figure. 51 (c)와 같이 Type D를 적용한 실내 시험에서 PTO 전동라인의 입 력축과 PTO 구동기어의 회전속도 응답의 증폭 수준이 작은 구간도 있었지만 상대적으로 큰 구간도 발생하였다. 물론 과응답 구간과 같이 입력축과 PTO 구 동기어의 회전속도 변동량이 4배 이상의 증폭수준은 아니지만, 저응답 구간의 Type B와 Type C를 적용한 경우보다 증폭 수준이 더 컸으며, 기어 래틀 소음 특 성 또한 충돌 거동 특성에 의해 간헐적으로 큰 수준의 소음이 발생하였다.



(a) Type B (backlash level : 0.50 mm)



(b) Type C (backlash level : 0.90 mm)



(c) Type D (backlash level : 1.30 mm)

Figure. 51 Measurement results of rotational speed and gear rattle noise at phase III.

Table. 20과 Figure. 52은 Figure. 51의 PTO 구동기어의 회전속도 변동량의 사 분위수 분석 및 박스플롯 결과를 나타낸 것이다. Type B와 Type C의 1사분위수는 유사 수준이었지만 2사분위수, 3사분위수로 갈수록 Type C가 더 커지는 것을 Figure. 52에서 확인하였다. 상대적으로 Type C의 응답에서는 Type B에 비해 간헐 적인 큰 회전속도 변동량이 빈번히 발생하여 2사분위수, 3사분위수가 더 커졌으 며 Table. 21의 IQR이 Type C가 더 큰 것을 통해서도 알 수 있었다.

Type D의 1 ~ 3사분위수 모두 Type B와 Type C에 비해 더 큰 것을 알 수 있 었다. 이는 회전속도 응답의 변동량의 크기도 상대적으로 증가하였으며, 큰 변 동값의 발생빈도도 더 커진 것을 의미한다. Type D의 IQR은 8.0으로 Type C의 IQR보다 낮았으며 산포가 작았다. 따라서 큰 회전속도 변동값을 갖는 거동이 지배적인 것을 알 수 있었다.

정리하면 점핑 현상이 발생한 후에는 발생 전에 비해 상대적으로 정숙한 기어 래틀 소음을 유지하는 것을 확인하였지만, 스플라인 백래시의 크기가 증가 함에 따라 불규칙한 동적 거동의 발생 빈도가 높아지며 이에 따라 불규칙한 큰 충돌음의 발생 빈도도 높아졌다. 따라서 백래시 크기는 점핑 현상 후에 동적 거 동 및 기어 래틀 소음 특성에 큰 영향을 미치는 것으로 확인하였다.

	Type B	Туре С	Type D
Minimum value	43.0	35.6	38.7
1 <sup>st</sup> quantile (25% Percentile)	48.6	49.9	69.3
2 <sup>nd</sup> quantile (50% Percentile)	51.6	59.6	73.8
3 <sup>rd</sup> quantile (75% Percentile)	55.9	71.1	77.3
Maximum value	66.0	102.0	89.8

Table. 20 Quartiles of rotational speed fluctuation at phase III



Figure. 52 Quartile change in rotational speed fluctuation at 1,000 rpm.

Table. 21	IQR(Inter	Quartile Rang	e) of rotationa	l speed fluctu	ation at phase III
-----------	-----------	---------------	-----------------	----------------	--------------------

	Туре В	Type C	Type D
IQR [rpm]	7.3	21.2	8.0

#### 3.5.4 연구 결과 활용

앞서 고찰을 통해 엔진 아이들 회전속도 구간인 700~1,000 rpm에서 스플라 인 백래시의 크기에 따른 PTO 전동라인의 동적 거동 특성을 분석하였다. 700~ 1,000 rpm 구간은 적용되는 엔진 마력에 따라 다르지만 일반적으로 트랙터의 엔 진 아이들 회전속도가 설정될 수 있는 구간이며, 트랙터 제조사에 의해 엔진 아 이들 회전속도는 인위적으로 조절할 수 있다.

일반적으로 엔진 아이들 회전 속도가 높으면 소음과 진동 측면에서는 유리 하다고 알려져 있다. 그러나 연료 소모율 측면에서는 불리하여 트랙터 제조사는 엔진 아이들 회전 속도 결정은 트랙터의 상품성 및 유지 비용 측면에서 중요하 며 이런 이유로 연료 소모율과 기어 래틀 소음은 상충(trade-off) 관계이기도 하 다 [49].

본 연구 대상 트랙터는 100 마력급 엔진이 적용된 트랙터로 엔진 아이들 회전속도는 900 rpm이다. 연구 결과에 의하면 점핑 현상 전후에 대해 기어 래틀 소음 수준은 10 dBA이상 차이가 발생하므로 필수적으로 저응답 구간에 엔진 아 이들 회전속도가 설정되어야 한다.



Figure. 53 Relationship between engine idle rotational speed and jumping phenomenon.

그러나 백래시 크기에 따라 Type C와 Type D를 적용한 경우에는 엔진 아이 들 회전속도가 저응답 구간에 위치하여 정숙한 소음 수준을 유지하는 반면에, Type A와 Type B의 경우에는 엔진 아이들 회전속도가 과응답 구간에 위치하여 높은 기어 래틀 소음이 발생하게 된다. 따라서 기어 래틀 소음이 이슈가 되는 엔진 아이들 회전속도 구간에서는 소음 저감을 위해 PTO 전동라인의 스플라인 백래시 크기 관리가 중요함을 알 수 있었다.

트럭용 변속기에서 비틀림 댐퍼와 같은 회전계 비선형 요소는 급격한 소음 수준이 변하는 점핑 현상에 대해 소개하였다[14,27]. 그러나 엔진과 직접 연결된 독립형 PTO 전동라인에 대해서는 점핑 현상에 대한 연구는 미비하였다. 또한 트랙터 변속기에 비하여 상대적으로 단순한 구조로 구성된 자동차 변속기에서 는 기어 래틀 소음을 저감하기 위해 플라이 휠과 변속기 입력축의 스플라인 백 래시를 크게 할수록 유리하다고 하였지만 그 이유와 스플라인 백래시를 고려한 체계적인 기어 래틀 소음에 대한 연구 미흡하였다[10]. 본 연구의 결과로 기존 연구에서 확인하지 못하였던 스플라인 백래시에 의한 점핑 현상을 구명하였으 며, 1D 시뮬레이션의 결과로부터 기어 래틀 소음에 영향을 미치는 주요 인자도 도출하였다.

이상의 결과를 토대로 트럭 및 자동차 분야와 유사하게 독립형 PTO 전동 라인에서 회전계 비선형 요소에 의한 점핑 현상을 확인하였으며, 진동 전달 경 로 상의 스플라인 내외측 치의 동적 거동 분석을 통해 기어 래틀 소음에 미치 는 영향에 대해 체계적으로 접근하였다. 또한 회전 진동 전달 경로상의 스플라 인 백래시는 점핑 현상이 발생하는 회전속도에 영향을 미쳤으며, 백래시 크기를 크게 조절하여 점핑 현상이 발생하는 회전속도를 낮출 수 있었다. 이를 통해 엔 진 아이들 회전속도를 낮출 수 있으며, 연료 소모율 또한 개선되는 효과를 기대 할 수 있었다. 결과적으로 PTO 전동라인의 기어 래틀 소음을 저감하기 위해서 는 스플라인 백래시 크기를 0.90 mm 이상으로 크게 설계해야 한다. 또한 스플라 인 백래시 크기 변경이 제한적일 경우, 저응답 영역에 엔진 아이들 회전속도를 설정하여 기어 래틀 소음을 저감할 수 있다. 본 연구의 2장에서 국산 트랙터가 선진사 트랙터보다 회전속도 변동량이 더 큰 것으로 나타났지만, 본 연구에서 제안된 기법을 이용하여 더 정숙한 PTO 전동라인 설계를 기대할 수 있다.

104

# 제4장 트랙터 주행 변속부의 기어 치합 소음 저감 4.1. 주행 변속부의 기어 치합 소음

농용 트랙터는 승용차, 트럭과 같이 주요 목적이 승용, 운반이 아닌 견인력 을 사용하여 다양한 작업을 수행하는 것이 주요 목적이다. 또한 각각의 농작업 마다 사용하는 차속이 각각 다르기 때문에 승용차에 비해 상대적으로 많은 기 어 단수를 필요로 하며, 8단부터 32단까지 많은 단수를 적용하므로 감속을 위하 여 적용하는 기어 개수가 승용차에 비해 상대적으로 많다. 따라서 기어 물림에 의한 소음 발생원이 많아 기어 치합 소음 저감에 대한 연구가 더욱 더 필요한 실정이다.

## 4.1.1. 기어 치합 소음의 원인

기어 치합 소음은 기어 물림에 의한 가진 요소들인 기어 전달오차 (transmission error), 물림 시 미끄러짐으로 인해 발생하는 마찰(friction), 회전 정 렬 오차 등에 의해 발생하는 왕복 가진(shuttling) 등이 주요 원인이다[50]. 또한 고속 회전하는 기어치 사이에 공기가 유입되어 휘슬링 소음(whistling noise)의 원 인이 되기도 한다. 그러나 농업용 트랙터는 동력원으로 디젤엔진을 사용하여 동 력전달계로 입력되는 회전속도가 2,400 rpm 이하로 높지 않고, 동력전달계에서 대부분 감속되므로 기어 치합 소음은 주로 기어 전달오차에 의해 발생한다. 기 어 전달오차는 구동기어와 피동기어로 구성된 기어시스템에서 기어 제작 오차 와 기어치 변형이 없다고 가정한 이상적인 위치와 실제 위치의 차이를 의미한 다. 또한 작동 하중에 따라 전달오차가 발생하는 원인도 달라진다. 무부하 상태 에서 기어 전달오차의 주요 원인은 치형 오차(profile error), 리드 오차(lead error), 피치 오차(pitch error), 런아웃(run-out) 등의 기어 제작 오차이다. 부하 상태에서 기어 전달오차의 주요 원인은 기어 물림에 따른 기어치 변형이다.

## 4.1.2. 기어 전달오차

기어 전달오차는 동력전달 기계요소로 기어를 사용하는 기어박스나 변속기 에 대한 진동 및 소음의 주요 가진원으로 알려져 있으며, 여러 선행 연구에서 전달오차의 저감이 기어 소음 저감과 밀접한 관련이 있다고 알려져 있다[51-53]. 기어는 일정한 각속도비를 유지하기 위한 공액 운동(conjugate motion)을 하 는 것이 가장 이상적이다. 이를 위해서는 기어치가 강체(rigid involute)로서 탄성 변형이 없어야 하며, 오차가 없는 인볼루트 치형(involute profile)을 가져야 한다. 그러나 기어 이빨은 탄성체이며, 제작시에 오차와 열처리 과정 중에 발생하는 변형 등에 의해 오차가 없는 인볼루트 치형 제작은 불가능하다.

Figure. 54 은 기어의 탄성 변형과 제작 오차에 의해 발생하는 기어 전달오 차를 그림으로 나타낸 것이다. 구동기어와 피동기어의 피치원 반경과 회전각을 각각 r<sub>1</sub>, r<sub>2</sub>, θ<sub>1</sub>, θ<sub>2</sub>으로 표현하면, 구동기어가 θ<sub>1</sub>만큼 회전하였을 때 피동기어의 이상적인 위치는 식 (10)과 같이 θ<sub>1</sub>(r<sub>1</sub>/r<sub>2</sub>)이다. 그러나 기어치의 탄성 변형과 제 작 오차에 의해 피동기어가 회전한 실제 위치는 θ<sub>1</sub>(r<sub>1</sub>/r<sub>2</sub>) + δθ<sub>2</sub>이며, 이상적인 위치인 θ<sub>1</sub>(r<sub>1</sub>/r<sub>2</sub>)와 δθ<sub>2</sub>의 차이를 보인다. 따라서 이상적인 위치와 실제 위치의 차이인 δθ<sub>2</sub>를 고려하면 구동기어와 피동기어의 회전 변위 관계식은 식 (11)와 같이 표현된다. 식 (11)는 r<sub>2</sub>를 곱해 식 (12)와 같이 표현될 수 있으며, 이상적인 위치에서 r<sub>2</sub>δθ<sub>2</sub>만큼의 오차가 발생함을 알 수 있다. 최종적으로 기어 전달오차 를 병진 변위로 표현하면 식 (13)과 같고, 회전 변위로 표현하면 식 (14)과 같다.



Figure. 54 Definition of transmission error of gear pair.

$$\theta_2 = \theta_1(r_1/r_2) \tag{10}$$

$$\theta_2 = \theta_1(r_1/r_2) + \delta\theta_2 \tag{11}$$

$$r_2\theta_2 = r_1\theta_1 + r_2\delta\theta_2 \tag{12}$$

$$T. E. = r_1 \theta_1 - r_2 \theta_2 \text{ (Displacement unit)}$$
(13)

$$T.E. = \theta_1 - \theta_2(r_2/r_1) \text{ (angular unit)}$$
(14)

where,	$\theta_1$	=	angular displacements of pinion, rad;
	$\theta_2$	=	angular displacements of wheel, rad;
	$r_1$	=	radius of pitch circle of pinion, mm;
	$r_2$	=	radius of pitch circle of wheel, mm;
	$\delta \theta_2$	=	angular displacement error, rad.

이러한 기어 전달오차는 기어 물림 주기 동안 기어치 물림 강성의 변동에 의해 발생하며, 전달오차의 진폭(peak-to-peak transmission error, 이하 전달오차)으 로 평가한다. 전달오차의 크기는 기어 치합 소음 수준과 비례적인 관계가 있으 며, 기어 치합 소음 저감을 위하여 전달오차를 최소화하는 많은 연구가 수행되 었다[54-56].

## 4.1.3. 기어 치합 소음 저감 방안

Figure. 55은 기어 전달오차로 인하여 하우징의 방사 소음이 발생하는 과정 을 블록 다이어그램으로 정리한 것이다. 부하 상태에서 기어 전달오차에 의해 생성된 기어 물림 힘은 기어 블랭크(blank)를 통해 축과 베어링을 거쳐 하우징 표면을 가진시킨다. 최종적으로 하우징의 표면 진동은 방사 효율에 따라 기어 소음으로 나타난다. 위와 같은 방사 소음 메커니즘의 과정마다 다양한 소음 저 감 방안이 제시되었다[57].

- 기어 전달오차 최소화 (기어 가진 성분 크기 저감)
- 기어 물림과 하우징 사이의 진동 전달 최소화
- 주행변속부 하우징의 소음 방사 효율 저감
- 주행변속부 설치 환경 변경



Figure. 55 Transfer path of gear whine noise.

그러나 하우징 소음 방사 효율은 변속부에 설치되는 다수의 유압장치와 악 세사리 등이 체결되는 이유로 효과가 제한적이며, 변속부 설치 환경 변경과 관 련해서는 변속부를 운전자와 최대한 멀리 떨어뜨려 설치하는 것이 최선이나 트 랙터에 적용할 수 없다. 또한, 기어 물림과 하우징 사이의 진동 전달을 최소화 하여 소음을 저감하는 방안은 기어, 축, 베어링의 강도와 강성을 고려하였을 때 많은 변속 단수를 사용하는 트랙터 변속부에 적용하기에는 한계가 있다. 따라서 트랙터 치합 소음 저감을 위해서는 주요 기어 가진 요소인 기어 전달오차를 최 소화하는 것이 가장 현실적인 방안이라 할 수 있다.

기어 전달오차의 최소화 방안으로는 기어 매크로 제원 설계와 마이크로 치 형 설계로 나누어 생각할 수 있다. 그러나 기어 마이크로 치형 설계는 특정 부 하 조건에 대해서만 기어 전달오차를 최소화하는 기법으로, 부하 수준이 다양하 고 큰 변동폭을 갖는 트랙터의 주행 변속부 기어의 소음 저감 방안으로는 적절 하지 않다. 또한 기어 정밀도 등급이 낮은 경우, 마이크로 치형 설계를 적용하 기에는 정밀도 오차 범위가 치형 수정량에 비하여 큰 경우가 발생할 수 있어 적절한 방안이라 할 수 없다. 반면, 기어 매크로 제원 설계는 효율, 강도, 소음 등 대부분의 기어 성능을 결정하며 모든 작동 조건에서 전달오차를 최소화할 수 있는 설계 방안으로 알려져 있다. 따라서 트랙터 주행 변속부의 기어 치합 소음 저감을 위해서는 기어 매크로 제원 설계를 통한 소음 저감이 가장 적절하 다고 판단된다.

# 4.2. 기어 매크로 제원 설계 최적화

#### 4.2.1 연구대상 트랙터

본 연구에 사용된 트랙터는 기어 래틀 연구에 사용된 트랙터와 동일하며, 75kW 엔진이 장착되어 있고, 본체 중량이 3,610 kg인 파워 셔틀 트랙터(XP7102) 이다. 연구대상인 주행 변속부의 전/후진부는 Figure. 56와 같이 습식 다판 클러 치에 의해서 전/후진, High-Low 변속이 수행되며, 주변속은 1 ~ 4단, 부변속은 L, M, H 3개 단수로 구성되어 전진과 후진은 각각 24단이다. 또한 전/후진부와 주변 속부는 동력전달 효율 및 기어 강도 등의 성능을 높이기 위하여 헬리컬 기어가 사용되고, 부변속부와 후차축부는 인가되는 토크가 전/후진부에 비하여 크므로 과도한 추력 발생을 방지하기 위하여 스퍼기어가 사용된다. 기어 치합 소음은 기어 전달오차 뿐만 아니라 피치 선속도(pitch line velocity)에 의해 영향을 받는다 고 알려져 있다[19]. 따라서 부변속부와 후차축부의 기어는 감속에 의해 피치 선속도가 상대적으로 작아 기어 치합 소음에 큰 영향을 미치지 않을 것으로 판 단하였다. 따라서 기어 매크로 제원 최적화 설계는 전/후진부와 주변속부의 기 어를 대상으로 수행하였다.

Item	Specifications		
Model	XP7102, LS Mtron		
Engine	4-cylinder, 4-cycle diesel		
Dimension (width / height / weight)	2,000 mm / 2,750 mm / 3,610 kg		
Tire size (Front/Rear)	13.6-24 / 18.4-34		
Engine power / Rated speed	75 kW / 2,200 rpm		
No. of gear steps (excluding creeper)	24 forward / 24 reverse		
Vehicle speed	0.2 ~ 36.5 km/h		

Table. 22 Specification of research target tractor



Figure. 56 Schematic diagram of power shuttle transmission used in this study.

# 4.2.2. 기어 전달오차 계산

기어 전달오차는 기어 물림에 의한 기어치 강성에 의해 정의되므로, 기어 전달오차를 계산을 위해서는 기어치의 물림강성을 구하는 것이 핵심이다. 기어 치의 전체 강성은 굽힘 강성(bending stiffness), 전단 강성(shear stiffness), 축방향 압축 강성(axial compressive stiffness) 및 접촉 강성(contact stiffness)으로 구성된다. 굽힘, 전단, 축방향 압축 강성을 구하기 위하여 기어치는 비균일 외팔보(nonuniform cantilever beam)로 가정하였고, 변형에너지(strain energy)를 이용하여 다음 과 같이 계산할 수 있다. 각각의 변형에너지는 식 (15)~(16)로 표현된다.



Figure. 57 Gear tooth model to calculate gear tooth stiffness.

$$U_b = \frac{F^2}{2k_b} , \ U_s = \frac{F^2}{2k_s} , \ U_a = \frac{F^2}{2k_a}$$
(15)

where,	$U_b$	=	bending energy in a tooth in a tooth, N·mm;
	$U_s$	=	shear energy in a tooth, N·mm;
	$U_a$	=	axial compressive energy in a tooth, N·mm;
	F	=	mesh force on the line of action, N;
	$k_b$	=	bending stiffness, N/mm;
	$k_s$	=	shear stiffness, N/mm;
	$k_a$	=	axial compressive stiffness, N/mm.

$$U_b = \int_0^L \frac{M_o^2}{2EI_x} dx \, , U_s = \int_0^L \frac{1.2F_y^2}{2GA_x} dx , U_a = \int_0^L \frac{F_x^2}{2EI_x} dx \tag{16}$$

$$M_o = F_y x - F_x h \tag{17}$$

where,  $M_x$  = moment for the variable cross-section x, N·m;

- $F_b$  = bending force of transverse mesh force, N;
- $F_a$  = axial compressive force of transverse mesh force, N;
- h = distance from the center axis of gear to the gear mesh, mm;
- L = length in x direction from tooth root circle to mesh node, mm;
- E = Young's modulus, N/mm<sup>2</sup>.

기어 물림 지점에서 미소 길이 x에 해당하는 관성모멘트(*I<sub>x</sub>*), 전단 면적(*A<sub>x</sub>*), 전단 탄성계수(*G*)는 식 (18)~(20)과 같이 계산된다. 또한, 식 (15)~(16)에 의하여 굽힘, 전단, 축방향 압축 강성은 식 (21)~(23)과 같이 계산된다.

$$I_x = \frac{2y^3 \Delta b}{3} \tag{18}$$

$$A_x = 2y\Delta b \tag{19}$$

$$G = \frac{E}{2(1+v)} \tag{20}$$

$$\frac{1}{k_b} = \int_0^L \frac{(x \cos \alpha_F - h \sin \alpha_F)^2}{EI_x} dx$$
(21)

$$\frac{1}{k_s} = \int_0^L \frac{1.2 \cos^2 \alpha_F}{GA_x} dx \tag{22}$$

$$\frac{1}{k_a} = \int_0^L \frac{\sin^2 \alpha_F}{EA_x} dx \tag{23}$$

where, y = half tooth thickness of section that is at a distance x, mm;

- G = shear modulus, N/mm<sup>2</sup>;
- v = Poisson's ratio.

기어 치면에는 기어 물림에 따른 접촉 변형이 발생하며, 접촉에 의한 강성 은 Weber가 제시한 Hertzian 변형식을 이용하였고, 식 (24)과 같이 표현된다[58].

$$\frac{1}{k_h} = \frac{4(1-\nu^2)}{\pi\Delta bE} \left[ \ln\left(\frac{2\sqrt{h_p h_w}}{l}\right) - \frac{\nu}{2(1-\nu)} \right]$$
(24)  
$$\overline{8F(1-\nu^2)r_nr_w}$$

$$l = \sqrt{\frac{8F(1-v^2)r_pr_w}{\pi\Delta bE(r_p+r_w)}}$$
(25)

where,  $k_h$  = Hertzian contact stiffness, N/mm;

 $\Delta b$  = face width of sliced tooth, mm;

 $h_p$  = length between mesh node and tooth center line of pinion on the line of action, mm;

$$h_w$$
 = length between mesh node and tooth center line of wheel on the line of action, mm;

l = half of Hertzian contact length, mm;

 $r_p$  = radius of curvature on mesh node of pinion, mm;

$$r_w$$
 = radius of curvature on mesh node of wheel, mm.

기어치 강성 이외에도 기어의 지지부도 기어의 탄성 변형에 영향을 미치므 로 식 (26)와 같이 기어 지지부 강성(foundation stiffness)을 고려하였다[59].

$$\frac{1}{k_f} = \frac{\cos^2 \alpha_F}{E\Delta b} \left\{ L^* \left( \frac{L}{S_f} \right)^2 + M^* \left( \frac{L}{S_f} \right) + P^* (1 + Q^* \tan^2 \alpha_F) \right\}$$
(26)

where,  $k_f$  = gear foundation stiffness, N/mm;

 $\alpha_F$  = acting angle of mesh force, N;

 $S_f$  = arc length of tooth root, mm.

식 (26)의 계수 L\*, M\*, P\*, Q\* 는 식 (27)과 같이 근사 다항식을 이용하여 계산되며, 상수 A<sub>i</sub>, B<sub>i</sub>, C<sub>i</sub>, D<sub>i</sub>, E<sub>i</sub>, F<sub>i</sub>는 Table. 23와 같이 적용하였다.

$$X^*(h_f, \theta_f) = \frac{A_i}{\theta_f^2} + B_i h_f^2 + \frac{C_i h_f}{\theta_f} + \frac{D_i}{\theta_f} + E_i h_f + F_i$$
(27)

where,  $h_f$  = ratio of  $r_f$  to  $r_{int}$ ;

 $r_{\rm int}$  = radius of inner circle, mm;

 $r_f$  = radius of root circle, mm;

 $\theta_f$  = angle between tooth center line and junction with root circle, rad.

			••			
	$A_i$ (×10 <sup>-5</sup> )	$B_i$ (×10 <sup>-3</sup> )	$C_i$ (×10 <sup>-4</sup> )	$D_i$ (×10 <sup>-3</sup> )	$E_i$	$F_i$
$L^*(h_{f}, \theta_{f})$	-5.574	-1.9986	-2.3015	4.7702	0.0271	6.8045
$M^{*}(h_{f}, \theta_{f})$	60.111	28.100	-83.431	-9.9256	0.1624	0.9086
$P^{*}(h_{f}, \theta_{f})$	-50.952	185.50	0.0538	-53.300	0.2895	0.9236
$Q^{*}(h_{f}, \theta_{f})$	-6.2042	9.0889	-4.0964	7.8297	-0.1472	0.6904

Table. 23 Coefficients for approximate polynomial function

기어 굽힘 강성, 전단 강성, 축 압축 강성, 접촉 강성 및 지지부 강성을 모 두 고려하면 전체 기어치 강성이 계산된다. 각각의 물림위치와 접촉 힘을 고려 하여 전체 기어치 물림 강성은 식 (28)과 같이 등가 강성으로 계산된다.

$$k_{t} = \frac{1}{\frac{1}{k_{b_{p}} + \frac{1}{k_{s_{p}}} + \frac{1}{k_{a_{p}}} + \frac{1}{k_{f_{p}}} + \frac{1}{k_{b_{w}}} + \frac{1}{k_{s_{w}}} + \frac{1}{k_{a_{w}}} + \frac{1}{k_{f_{w}}} + \frac{1}{k_{h}}}}$$
(28)

where,  $k_{b_n}$  = bending stiffness of pinion, N/mm;

 $k_{s_p}$  = shear stiffness of pinion, N/mm;

 $k_{a_p}$  = axial compressive stiffness of pinion, N/mm;

 $k_{f_p}$  = foundation stiffness of pinion, N/mm;

 $k_{b_w}$  = bending stiffness of wheel, N/mm;

 $k_{s_w}$  = shear stiffness of wheel, N/mm;

 $k_{a_w}$  = axial compressive stiffness of wheel, N/mm;

 $k_{f_w}$  = foundation stiffness of wheel, N/mm.

기어쌍에 작용하는 하중에 따른 기어 전달오차는 식 (29)과 같이 계산되며, 식 (30)과 같이 기어 물림 주기 동안 기어 전달오차의 최댓값과 최솟값의 차이 를 계산하여 전달오차의 크기(PPTE)를 계산하였다.

$$TE = \frac{F\cos\beta_b}{k_t} \tag{29}$$

where,  $\beta_b =$  base helix angle, deg.

$$PPTE = Max(TE) - Min(TE)$$
(30)

## 4.2.3. 기어 효율 계산

기어 효율은 ISO14179-2:2001에 기반으로 부하 동력 손실을 이용하여 계산 하였다. 부하 동력 손실(*P<sub>VZP</sub>*)은 식 (31)와 같이 기어쌍에 인가되는 입력 동력 (*P<sub>A</sub>*), 평균 마찰 계수(μ<sub>mZ</sub>), 치 손실 계수(*H<sub>V</sub>*)를 고려하여 계산된다[60]. 평균 마 찰 계수는 각각 작동 환경에서 기어 물림에 따른 변화가 작으므로 평균값으로 근사화하여 사용하며 식 (32)과 같이 계산된다.

$$P_{VZP} = P_A \mu_{mZ} H_V \tag{31}$$

Where,  $P_{VZP}$  = load-dependent gear power loss, W;  $P_A$  = input power, W;  $\mu_{mZ}$  = Average coefficient of friction;  $H_V$  = tooth loss factor.

$$\mu_{mZ} = 0.048 \left(\frac{F/b}{v \sum \rho}\right)^{0.2} \eta_{oil}^{-0.05} R_a^{0.25} X_L$$
(32)

Where,  $R_a$  = arithmetic average roughness,  $\mu$ m;

- $X_L$  = oil lubricant factor;
- $\eta_{oil}$  = dynamic viscosity of oil at operating temperature, mPa·s;
- $\rho$  = radius of curvature, mm;
- v = summation of velocity, m/s.

평균 마찰 계수에 대한 치 손실계수는 식 (33)과 같이 계산되고, 기어 효율 (η)은 식 (34)에 의해 최종적으로 계산된다.

$$H_V = \frac{\pi(u+1)}{Z_1 u \cos\beta_b} (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^3)$$
(33)

Where,  $Z_1$  = number of teeth (pinion);

 $\varepsilon_{\alpha}$  = transverse contact ratio;

 $\varepsilon_{1,2}$  = addendum contact ratio of pinion and wheel.

$$\eta = \frac{P_A - P_{VZP}}{P_A} \tag{34}$$

#### 4.2.4. 기어 매크로 제원 최적화 결과

일반적으로 기어 매크로 제원을 결정할 때 기어 치합 소음에 가장 큰 영향 을 미치는 전달오차 이외에도 기어 무게, 동력전달 효율, 강도 등을 동시에 고 려해야 하며, 목표 성능 지표를 만족하도록 모듈(normal module), 압력각(pressure angle), 잇수(number of teeth), 비틀림각(helix angle), 치폭(face width) 등의 많은 설 계 변수를 결정해야 한다. 그러나 기어 매크로 제원을 결정할 때 많은 설계 변 수와 이에 따른 다양한 경우의 수가 존재하므로 최적해를 찾는데 많은 시간과 비용이 소요된다. 이러한 이유로 기어 매크로 제원 설계를 위하여 일반적으로 유전 알고리즘을 이용하여 최적해를 찾는 연구가 많이 수행되었다[37, 61, 62]. 또 한 유전 알고리즘을 이용하여 최적해를 찾는 연구가 많이 수행되었다[37, 61, 62]. 또 한 유전 알고리즘을 이용한 기어 매크로 제원 최적화를 위한 목적 함수는 기어 무게 및 동력전달 효율 뿐만 아니라 전달오차도 함께 고려해야 더 좋은 성능을 갖는 기어 제원을 찾을 수 있다고 알려져 있다[38]. 따라서 주행 변속부의 치합 소음 저감을 위해 유전 알고리즘을 이용한 기어 매크로 제원 최적화를 수행하 였다.

Figure. 58은 기어 매크로 제원 최적화를 수행하는 절차를 플로우 차트로 표 현한 것이다. 먼저 기어 매크로 제원의 최적화 수행을 위하여 최적화 대상 기어, 하중 조건과 계수들을 선정하였다. 주행 변속부의 최적화는 전/후진부의 전진기 어, 주변속부의 1단, 2단, 4단 기어를 대상으로 수행하였다.

Table. 24는 기어 매크로 제원 최적화를 위하여 각각의 기어쌍으로 전달되는 토크, 회전속도 및 사용시간으로 구성된 하중 조건(load condition)을 정리한 것이 다. 하중 조건 중 단수별 사용시간은 Renius가 정의한 트랙터 속도별 사용 비율 을 이용하여 결정하였다[46]. 최적화를 위한 기어 입력 토크는 엔진 정격 회전 속도와 정격 토크 수준을 고려하여 정의하였다. 기어 치형(gear reference profile) 은 Table. 25과 같이 기어 커터(cutter)의 공용화를 위하여 어덴덤 계수(addendum coefficient), 디덴덤 계수(dedendum coefficient), 이뿌리 필렛 계수(root fillet radius coefficient)와 압력각을 각각 1.00, 1.35, 0.30, 20°로 설정하였으며, 기어 정밀도 (gear accuracy)는 ISO 8등급으로 정하였다. 또한 적용계수(*K*<sub>A</sub>)와 치면 하중계수 (*K*<sub>HB</sub>)는 각각 1.0와 1.05를 적용하였다.

118



Figure. 58 Procedure of gear-macro geometry optimization.

	F/R shift	Main shift		
	F gear pair	1 <sup>st</sup> gear pair	2 <sup>nd</sup> gear pair	4 <sup>th</sup> gear pair
Torque [N∙m]	286.4	298.5	342.8	415.4
Rotational speed [rpm]	2,200.0	1,427.6	1,729.8	1,427.6
Usage time [hrs]	859.8	186.4	859.8	218.8

Table. 24 Load conditions for optimization

	Values
Addendum coefficient	1.00
Dedendum coefficient	1.35
Root fillet radius coefficient	0.30
Quality (ISO 1328-1:1995)	8

Table. 25 Gear tooth reference profile and accuracy

기어 강도 계산을 위한 하중 조건 선정 후, 유전 알고리즘에 필요한 정보를 결정하였다. 본 연구에서는 유전 알고리즘으로 2개 이상의 목적 함수에서 성능 이 우수하다고 보고된 NSGA-III(Non-dominated Sorting Genetic Algorithm-III)을 사 용하였다. NSGA-III는 기존의 NSGA-II와는 다르게 목적함수 공간에 대한 참조점 (Reference point)을 생성하여 적소 보존(Niche-Preservation) 과정에 따라 새로운 세 대를 생성하는 알고리즘으로 국부 지점으로 수렴하지 않고 해를 찾는 속도를 향상시킬 수 있는 장점이 있다[63]. Figure. 59은 NSGA-III를 이용한 최적해를 찾 는 과정을 정리한 플로우 챠트이다. NSGA-III 알고리즘의 순서는 N개의 부모 세 대를 생성하고 돌연변이와 교차 연산을 통해 자식세대 N개를 생성하게 된다. 부모세대와 자식세대룰 합하여 2N개의 전체 개체군을 비지배 정렬을 수행한다. 이에 대한 목적함수 공간에서 참조점를 생성하고 표준화를 하게 된다. 각각의 개체군과 참조점 사이의 수직거리를 계산하여 참조점에서 적소 보존 과정을 거 쳐 N개의 새로운 부모세대를 생성하게 되며, 세대를 거쳐 이와 같은 과정을 반 복하게 된다.



Figure. 59 Flow chart of NSGA-III.

본 연구에서 수행한 다목적 최적화는 기어 매크로 제원에 대한 최적해가

충분히 수렴할 수 있도록 개체군(populations)과 세대(generation)는 각각 150으로 설정하였으며, 교차(crossover)와 돌연변이(mutation) 비율은 각각 0.5로 설정하여 다음 세대의 해집단을 결정하였다. 또한, NSGA-III는 해가 최적 지점이 아닌 국 부 지점으로 수렴하는 것을 방지하기 위한 참조점은 20으로 설정하였다.

유전 알고리즘의 필요 정보를 설정한 후에는 목적 함수(objective function), 최적화 변수 설정(design variables), 최적화 변수의 범위(boundary)를 설정해야 한 다. 본 연구에 사용되는 트랙터 주행 변속부는 이미 양산 중인 것으로 기어쌍의 축간 거리와 기어 치폭의 상한치가 정해져 있다. 따라서 기어 무게는 큰 변화가 없을 것으로 판단하여 목적 함수로는 동력전달 효율과 전달오차를 적용하였다. 최적화 설계 변수는 기어 매크로 제원 사양인 모듈, 비틀림각, 구동기어 잇수와 치폭을 선정하였다. 설계 변수의 범위는 Table. 26와 같으며, 기어비는 기존 기어 비에 대한 ±3% 이내의 오차 범위로 설정하였다. 기어 모듈은 2.00부터 3.00까지 0.25 간격으로 제한하였다. 또한, 기어 치폭은 변속부의 공간적인 제약으로 인하 여 기존 기어 제원을 최대값으로 설정하였고, 비틀림각은 과도한 추력(thrust force)이 발생하는 것을 방지하기 위하여 25° 이하로 제한하였다.

	Lower bound	Upper bound	Increment
Normal module [mm]	2.00	3.00	0.25
Helix angle [°]	5	25	1.00
No. of teeth [-]	10	60	1
Face width [mm]	5	14	1

Table. 26 Upper and lower boundary of optimization parameter

최적화를 위한 제약 조건은 기어 강도와 기어 기하학적 조건으로 적용하였 다. 기어 강도는 기어 접촉 안전계수(contact safety factor)와 기어 굽힙 안전계수 (bending safety factor)가 각각의 최소 요구 안전율인 1.0과 1.4보다 큰 값이 되도 록 설정하였다. 또한, 기어치의 비현실적인 형상을 제외하기 위하여 기어의 최 소 치끝 두께(top land thickness)를 0.3*m*<sub>n</sub>로 제한하였다. 전체 물림율(total contact ratio)의 최소값은 1.7로 설정하였으며, 치폭과 기초원 지름(base circle diameter)의 비가 1.1 이하가 되도록 치폭의 크기를 제한하였다. 기어 매크로 제원 최적화에 대한 제약 조건을 수식으로 정리하면 식 (33)~(37)와 같다.

$$S_H > 1.0$$
 (33)

$$S_F > 1.4$$
 (34)

$$S_{an} > 0.3m_n \tag{35}$$

$$\varepsilon_{\gamma} > 1.7$$
 (36)

$$\frac{b}{d_1} \le 1.1 \tag{37}$$

where,  $S_H$  = safety factor for contact;

$S_{Hmin}$	=	minimum required safety factor for bending;
$S_F$	=	safety factor for bending;
$S_{Fmin}$	=	minimum required safety factor for bending;
$m_n$	=	normal module, mm;
S <sub>an</sub>	=	normal tooth thickness at tip circle, mm;
$\mathcal{E}_{\gamma}$	=	total contact ratio;
b	=	Face width, mm;
$d_1$	=	base circle diameter of pinion, mm.

유전 알고리즘에 의한 최적화는 교차와 돌연변이 연산을 통해 해집단에 더 이상의 변화가 없을 때를 수렴으로 판단하고 마무리된다. Table. 27 ~ 30는 유전 알고리즘을 이용한 최적화를 통해 얻어진 기어 매크로 제원을 정리한 것이다.

	Specification of gear macro-geometry		
	Before optimization	After optimization	
Normal module [mm]	3.0	2.5	
No. of teeth [-]	35 / 37 / 38	41 / 44 / 45	
Gear ratio [-]	1.086	1.097	
Transverse contact ratio [-]	1.694 / 1.669	1.819 / 1.865	
Overlap ratio [-]	0.357 / 0.357	0.610/0.610	
Face width [mm]	13 / 14 / 13	14 / 14 / 14	
Helix angle [ ° ]	15	20	
Pressure angle [ ° ]	20	20	
Center distance [mm]	111 / 116	111 / 116	

Table. 27 Optimization result of F gear pair in of F/R shift part

Table. 28 Optimization result of  $1^{st}$  gear pair in main shift part

	Specification of gear macro-geometry		
	Before optimization	After optimization	
Normal module [mm]	3.0	2.5	
No. of teeth [-]	21/41	26/49	
Gear ratio [-]	1.952	1.884	
Transverse contact ratio [-]	1.462	1.688	
Overlap ratio [-]	0.676	0.969	
Face width [mm]	18 / 17	18 / 18	
Helix angle [ ° ]	22	25	
Pressure angle [°]	20	20	
Center distance [mm]	101	101	

	Specification of gear macro-geometry		
_	Before optimization	After optimization	
Normal module [mm]	3.0	2.5	
No. of teeth [-]	26/36	33 / 45	
Gear ratio [-]	1.384	1.363	
Transverse contact ratio [-]	1.503	1.826	
Overlap ratio [-]	0.788	0.914	
Face width [mm]	21 / 19	21 / 21	
Helix angle [ ° ]	23	20	
Pressure angle [ ° ]	20	20	
Center distance [mm]	101	101	

Table. 29 Optimization result of 2<sup>nd</sup> gear pair in main shift part

Table. 30 Optimization result of 4<sup>th</sup> gear pair in main shift part

	Specification of gear macro-geometry		
	Before optimization	After optimization	
Normal module [mm]	3.0	2.5	
No. of teeth [-]	37 / 26	47 / 33	
Gear ratio [-]	0.703	0.702	
Transverse contact ratio [-]	1.513	1.941	
Overlap ratio [-]	0.472	0.461	
Face width [mm]	13 / 14	14 / 14	
Helix angle [ ° ]	20	15	
Pressure angle [ ° ]	20	20	
Center distance [mm]	101	101	

유전 알고리즘을 이용한 최적화 전과 후의 기어쌍에 대해 Table. 31과 같이 전달오차와 동력전달 효율을 비교하였다. 전/후진 변속부의 전진기어의 전달오 차는 기존 사양에 대비하여 20 % 수준으로 낮아졌고, 동력전달 효율은 98.57 % 에서 99.52 %로 향상되었다. 주변속 1단 기어의 전달오차는 7.34 µm에서 0.23 µm 로 감소하였으며, 동력전달 효율도 기존 98.77 %에서 99.06 %로 증가하였다. 주 변속 2단 기어의 전달오차는 2.37 µm에서 0.09 µm로, 동력전달 효율은 99.31 %에 서 99.20 % 수준으로 다소 낮아졌다. 주변속 4단 기어의 전달오차는 10.79 µm에 서 0.77 µm로 개선되었으며, 동력전달 효율은 99.38 %에서 99.21 %로 낮아졌다. 기어 매크로 제원에 대한 최적화 전/후의 결과를 비교해보면 전달오차는 80 ~ 96 % 정도 감소하였으며, 동력전달 효율은 개선된 사양도 있고 다소 낮아진 사 양도 있었지만 전체적으로 기존과 유사한 수준으로 유지되었다.

	Before optimization		After	After optimization	
	PPTE [µm]	Efficiency [%]	PPTE [µm]	Efficiency [%]	
F gear pair (drive-idle)	5.40	- 98.57	1.08		
F gear pair (idle-driven)	5.31		0.76	99.52	
1 <sup>st</sup> gear pair	7.34	98.77	0.23	99.06	
2 <sup>nd</sup> gear pair	2.37	99.31	0.09	99.20	
4 <sup>th</sup> gear pair	10.79	99.38	0.77	99.21	

Table. 31 Comparison of PPTE and gear efficiency before and after optimization

# 4.3. 실내시험 : 기어 치합 소음 저감 확인

## 4.3.1. 시험 장치 구성

트랙터 실차 상태에서 주행 변속부의 기어 치합 소음을 측정하는 것은 엔 진, 유압장치 및 외부 소음 등의 영향으로 인하여 제한적이다. 또한 본 연구는 농업용 트랙터의 기어 치합 소음 저감을 위한 연구이므로 변속기 하우징, 축, 베어링 등 변속기 시스템의 진동 특성이 반영될 수 있는 환경에서 소음이 계측 되어야 한다. 따라서 기어 치합 소음 이외의 다른 소음이 제거되고, 변속기 단 위로 부하 수준을 제어할 수 있는 시험 환경이 필요하다.

본 연구에서는 Figure. 60과 같이 엔진 소음의 영향을 제거하기 위하여 실차 상태가 아닌 3축 다이나모미터를 이용하여 변속기 입력 토크 및 회전속도를 제 어하였다. 시험에 사용한 장비는 Table. 32과 같이 265 kW급 전기모터를 사용하 였고 모터의 소음을 최소화하기 위하여 수냉 방식을 사용하였다. 소음 시험 조 건을 구현하기 위하여 주행 변속부의 입력 모터는 회전속도를 제어하고, 후차축 에 설치된 출력 모터는 토크를 제어하였다. 소음 시험에 사용된 계측 시스템 (DAS)은 지멘스(Siemens)사의 SCADAS mobile이며, 데이터 후처리(data post processing)는 상용 소프트웨어인 Test Lab(Siemens)을 이용하였다.



Figure. 60 Measurement system for gear whine noise.
트랙터 주행 변속부로의 동력 전달 및 차단을 제어하기 위하여 전/후진 변속부 에 습식 다판 클러치(multiple disk wet clutch)가 있으며, 소음 시험 시 외부 유압 유닛을 이용하여 항시 체결 상태를 유지하였다.

Equipment	Model	specifications
Microphone	GRAS 46AZ 1/2" CCP	Frequency range : 0.5 ~ 2 0kHz(±3dB) Sensitivity: 50 mV/Pa
DAS	Siemens SCADAS Mobile	No. of channels: ICP 16 (V08 module) Up to 204.8 kHz sampling rate per channel 150 dB dynamic range
3-axis dynamometer motor	Siemens SIMOTICS M-1PH8	Rated power: 227/265/303 kW Rated speed: 1500/1750/2200 rpm Type of cooling: Water cooling

Table. 32 Specification of measurement system



Figure. 61 Lab. test environment for measuring gear whine noise.

### 4.3.2. 시험 계획

4.2.4장에서 유전 알고리즘을 이용한 기어 매크로 제원 최적화를 통해 동력 전달 효율은 기존 제원과 유사한 수준으로 유지하면서 전달오차는 감소한 기어 매크로 제원을 도출하였다. 최적화된 기어 매크로 제원의 기어 치합 소음 저감 정도를 확인하기 위하여 시험 계획을 수립하였다. 시험은 75 kW급 트랙터가 가 장 많이 사용하는 작업 속도 구간의 단수에서 수행되었다. Figure. 62과 같이 Renius의 연구 결과에 의하면, 트랙터 작업 중에 가장 사용 빈도가 높은 차속은 4~12 km/h 구간이며, 전체 사용 비율이 2/3를 차지한다고 알려져 있다[46]. 따라 서 연구대상 트랙터의 변속 단수 중에 4~12 km/h 구간에 해당하는 변속 단수를 확인하여 시험 단수를 선정하였다.



Figure. 62 Average distribution of tractor speeds.

Figure. 63은 본 연구에 사용된 트랙터의 주행 속도 차트로서, 각 변속단에 대해 엔진의 최대 토크 지점부터 정격출력 지점의 회전속도까지의 트랙터 속도 를 나타낸 것이다. 4~12 km/h의 차속은 본 연구 대상 트랙터의 부변속부 M단에 해당하는 9~16단 범위에 해당하는 것을 확인할 수 있다. 또한 9~16단 중에 최 적화 대상기어의 동력이 전달되는 단수를 기준으로 시험 단수를 선정하여 10단 (주변속 1단, 부변속 M단), 11단(주변속 2단, 부변속 M단), 16단(주변속 4단, 부변 속 M단)단에서 시험을 수행하였다.



Figure. 63 Speed chart of tractor.

트랙터 주행 변속부의 입력 회전속도는 엔진 작동 구간을 고려하여 1분 동 안 500 rpm에서 정격 회전속도인 2,200 rpm까지 도달하도록 입력 모터를 제어하 였다. 주행 변속부에 인가되는 하중은 큰 견인력을 요구하는 쟁기 작업의 부하 수준을 고려하여 엔진 정격 토크의 50% 수준으로 인가하였다. 또한, 로터리 작 업과 같은 경부하 작업 시에 기어 치합 소음 수준을 비교하기 위하여 엔진 정 격 토크의 20%에 해당하는 부하를 인가하였다.

Table. 33은 주행 변속부에 인가되는 토크와 회전속도를 정리한 것이다. 시 험은 2가지 부하 조건과 3개 변속 단수에서 수행하였다.

	10 <sup>th</sup> gear	11 <sup>th</sup> gear	16 <sup>th</sup> gear
Input Torque	59.0	59.0	59.0
[N·m]	147.0	147.0	147.0
Rotational speed	Run-	up mode (500 ~ 2,200	rpm)

Table. 33 Test condition for gear whine noise measurement

# 4.4. 기어 치합 소음 계측 결과

## 4.4.1. 변속기 전체 소음(overall noise level) 비교

기어 전달오차를 최소하기 위해 수행된 기어 매크로 제원 최적화 전/후 사 양을 적용한 시험을 수행하여 기어 치합 소음 저감 정도를 확인하였다. 기어 치 합 소음은 기어의 제작 정밀도에 영향을 받으므로 최적 기어 사양의 제작 정밀 도 확인을 하였다. Table. 34와 부록 B의 검사 결과와 같이 최적 기어 사양으로 제작된 기어의 정밀도는 JIS 2~8 급 사이에 분포하였으며 평균적으로 JIS 5급이 었다. JIS 5급은 ISO 기준으로 환산하면 약 9급에 해당하며 일반적으로 농업용 트랙터에 적용하는 기어 제작 정밀도 수준이었다.

	Driving gear		Driven gear
F gear pair	3	5	5
1 <sup>st</sup> gear pair	6		6
2 <sup>nd</sup> gear pair	8		6
4 <sup>th</sup> gear pair	2		4

Table. 34 Inspection results of test gear precision grade (JIS)

Figure. 64~64는 기어 매크로 제원 최적화 전/후 사양을 적용하여 수행한 시 험 결과이다. 변속기의 입력 회전속도 증가에 따라 기어 치합 소음은 Aweighting이 적용된 Sound Pressure Level(SPL)의 데시벨 단위로 비교하였다. 소음 수준 데시벨 단위로 표현하기 위한 기준 음압(reference sound pressure)은 20μPa를 사용하였다. 주변속 1단, 2단, 4단 기어의 소음 수준 확인을 위해 트랙터 변속단 10단, 11단, 16단에서 시험이 수행되었고, 계측한 소음 수준은 엔진 운전 회전속 도 구간에서 최대값을 기준으로 비교하였다.

Figure. 64은 변속기로 입력되는 부하 수준이 59.0 N·m일 때, 엔진 운전 회전 속도 구간인 500~2,200 rpm구간에서 전체 소음(overall noise level) 결과를 그래프 로 나타낸 것이다. 기어 매크로 제원 최적화 전인 Figure. 64 (a)에서 1,550 rpm에 서 10단과 16단 치합 소음이 최대였으며, 11단은 1,780 rpm에서 최대 소음이 발 생하였다. 기어 매크로 제원 최적화 사양을 적용한 기어의 시험 결과인 Figure. 64 (b)에서는 엔진 운전 회전속도 구간에서 Figure. 64 (a)에서 1,550 rpm에서와 같 이 급격한 소음 상승은 발생하지 않았으며 완만하게 소음 수준이 증가하였으며, 최적화 전에 비해 소음 수준이 낮은 것을 확인하였다.

Figure. 65는 변속기에 인가되는 부하수준이 엔진 정격 토크의 50% 수준인 147.0 N·m인 경우의 시험 결과이다. 변속기 입력 부하가 59.0 N·m인 경우보다 기 어 소음 수준이 최적화 전/후 모두 증가하였다. 최적화 전의 소음 계측 결과를 살펴보면, 최대 소음이 발생하는 지점인 1,700 ~ 2,100 rpm 구간에서 발생하였다. 최적화 후에는 1,600 ~ 1,700 rpm 구간에서 최대 소음이 발생하였고 2,000 rpm 이 후에는 상대적으로 낮은 소음 수준을 유지하였다.



(b) Optimized gear specification

Figure. 64 Comparison of overall noise levels in the operation range (59 N·m).



(a) Initial gear specification



(b) Optimized gear specification

Figure. 65 Comparison of overall noise levels in the operation range (147 N·m).

기어 매크로 최적화를 통해 전진 기어와 주변속 기어의 소음이 모두 포함 된 변속기 소음 계측 결과인 Figure. 64 ~ 65로부터 최적화 후 2개 부하 조건에 대해 모두 변속기 소음이 저감된 것을 확인하였다. 소음 저감 정도를 정량적으 로 비교하기 위하여 엔진 운전 회전속도 구간에서 최대 소음 수준을 dBA 단위 로 비교하였다. Table. 35는 최적화 전/후에 대해 엔진 운전 회전속도 구간에서 계 측한 최대 소음 수준을 정리한 결과이며, 2가지 부하조건에 대해 구분하여 정리 하였다.

변속기에 입력 토크가 경부하 (59.0 N·m) 수준인 경우, 최적화 전의 소음 수 준은 각각 88.40 dBA(10단), 87.36 dBA(11단), 89.05 dBA(16단) 수준이었다. 최적화 를 통한 기어 매크로 제원을 적용한 기어의 시험에서는 85.10 dBA(10단), 85.15 dBA(11단), 90.52 dBA(16단)로 각각 3.30 dBA(10단), 2.21 dBA(11단), 3.90 dBA(16단) 소음이 저감되었다.

			Overall noise level	
			[dBA]	
		Initial gear	Optimized gear	Noise
		specification	specification	reduction
10 <sup>th</sup> gear	59.0 N·m	88.40	85.10	- 3.30
io geni _	147.0 N·m	93.51	90.51	- 2.99
11 <sup>th</sup> gear	59.0 N∙m	87.36	85.15	- 2.21
II gear _	147.0 N∙m	94.33	90.52	- 3.90
16 <sup>th</sup> gear _	59.0 N∙m	89.05	86.64	- 2.42
	147.0 N·m	96.38	93.06	- 3.31

 Table. 35 Comparison of overall noise level according to gear macro-geometry optimization

상대적으로 큰 147.0 N·m 수준의 토크가 변속기로 입력된 시험에서 소음을 계측한 결과, 최적화 전에는 93.51 dBA(10단), 94.33 dBA(11단), 96.38 dBA(16단) 수 준으로 부하 수준이 상대적으로 낮았던 경우보다 소음이 높았다. 또한 최적화를 통해 2.99 dBA(10단), 3.90 dBA(11단), 3.31 dBA(16단)의 소음 저감 효과가 나타났다.

정리하면 기어 매크로 제원 최적화를 통해 수행한 모든 시험에 대해 소음 의 최대 수준이 저감하는 것을 확인하였다. 또한 하중의 크기에 따라 소음 저감 정도는 큰 차이를 보이지는 않았다.

### 4.4.2. 차수 분석(Order tracking analysis)

4.4.1장에서 기어 매크로 제원이 최적화된 기어에 대한 시험 결과로부터 기 어 치합 소음이 효과적으로 저감되는 것을 확인하였다. 그러나 앞서 수행한 전 체 소음에는 전진기어, 주변속 기어의 성분을 모두 포함한 소음이며, 최적화 대 상 기어 이외의 다른 기어 성분도 복합적으로 기여하므로 차수 분석을 통해 정 확한 최적화 전후의 기어 치합 소음을 비교할 필요가 있다.

차수 분석은 회전속도, 주파수, 크기를 3차원 형태로 표현하여 회전속도가 변하는 대상체의 차수 성분의 크기를 분석하는 기법이다. 차수 분석 결과를 3차 원 형태로 표현하는 기법은 Figure. 66~67와 같이 워터풀맵 또는 컬러맵 형태가 있으나, 본 연구에서는 시각적으로 인지하기 쉽도록 3차원 컬러맵 형태로 표현 하였다.

차수 분석을 통한 3차원 컬러맵은 500~2,200 rpm까지 5 rpm 간격으로 주파 수-SPL(Sound Pressure Level) 2차원 결과를 누적하여 배열하였다. 차수 분석은 최 적화 대상인 전진기어, 주변속 1단, 2단, 4단 기어 성분의 크기를 확인할 수 있도 록 회전속도는 0~3,000 rpm까지 한정하였으며 dBA scale로 표현하였다.



Figure. 66 waterfall result of gear noise measurement.



Figure. 67 3D color map result of gear noise measurement.

3차원 컬러맵을 구성한 후, 차수 분석을 위해서는 전진 기어, 주변속 기어 사양에 대한 차수 정보가 필요하다. 기어 매크로 제원 최적화를 통해 기어 물림 주파수가 변경되었기 때문에 최적화 전/후에 기어 차수는 서로 다르다.

Table. 36 & 37은 각각 기어 매크로 제원 최적화 전과 후의 전진기어 및 주변 속 기어의 차수 정보를 나타낸 것으로, 기어 잇수가 증가함에 따라 전진기어의 1차 하모닉 성분은 35.0차에서 41.0차로 변경되었다.

주변속 1단 기어의 1차 하모닉 성분은 16.5차에서 20.2차로, 주변속 2단 기 어는 16.9차에서 21.2차로 변경되었다. 또한, 주변속 4단 기어는 29.1차에서 36.6 차로 변하였다.

	F/R shift		Main shift	
	F gear pair	1 <sup>st</sup> gear pair	2 <sup>nd</sup> gear pair	4 <sup>th</sup> gear pair
1 <sup>st</sup> harmonic	35.0	16.5	16.9	29.1
2 <sup>nd</sup> harmonic	70.0	33.0	33.8	58.2
3 <sup>rd</sup> harmonic	105.0	49.5	50.7	87.3

 Table. 36 Order table of harmonic components of F gear and main shift gear pairs

 (Initial specification)

 Table. 37 Order table of harmonic components of F gear and main shift gear pairs

 (Optimized specification)

	F/R shift		Main shift	
	F gear pair	1 <sup>st</sup> gear pair	2 <sup>nd</sup> gear pair	4 <sup>th</sup> gear pair
1 <sup>st</sup> harmonic	41.0	20.2	21.2	36.6
2 <sup>nd</sup> harmonic	82.0	40.4	42.4	73.2
3 <sup>rd</sup> harmonic	123.0	60.6	63.6	109.8

Figure. 68 (a) ~ 73 (a)은 트랙터 주행 변속부로 입력되는 부하 수준이 147.0 N· m일 때, 기어 매크로 제원 최적화 전/후의 기어 사양에 대해 계측한 소음 결과 이며, 데이터 후처리를 통해 구성한 3차원 컬러맵이다. 주행 변속부로 입력되는 부하수준이 상대적으로 낮은 59.0 N·m 인 경우의 3차원 컬러맵은 부록A에 명시 하였다. Figure. 68 (a) ~ 73 (a)와 같이 구성한 3차원 컬러맵에서 post-processing S/W 를 이용하여 최적화 대상 기어들의 차수를 추종하여 표기하였다.

Figure. 68 (b)~73 (b)는 차수 분석을 통해 최적화 대상기어의 하모닉 성분 중 에 소음 수준이 큰 하모닉 성분을 2차원 그래프로 표현하였다. 또한 전체 소음 도 함께 표현하여 최대 소음이 발생하는 지점에서 가장 큰 기여를 하는 기어 성분을 확인하였다.

Figure. 68 (b)~73 (b)의 차수 분석을 통해 최적화 전/후 전체 소음에 가장 크 게 기여하고 있는 성분은 전진 기어였다. 또한 전진 기어의 2차 하모닉 성분이 1차 하모닉 성분에 비해 더 큰 소음 수준을 유지하였다. 이에 따라 모든 시험 결과에서 전체 소음이 최대가 되는 회전속도에서 전진기어의 2차 하모닉 성분 의 영향을 받는 것을 확인하였다.

최적화 전의 시험 결과인 Figure. 68 (b)~70 (b)의 차수 분석 결과를 보면, 전 진 기어의 2차 성분의 소음 수준이 최대가 되는 1,700~2,200 rpm 구간에서 전체 소음도 최대가 되는 것을 알 수 있었다. 최적화 후의 시험 결과에서도 Figure. 71 (b)~73 (b)와 같이 전진 기어의 2차 성분의 소음 수준에 의해 전체 소음도 최대 가 됐으며, 전진 2차 성분이 최대가 되는 회전속도는 최적화 전보다 낮아져 1,600~1,700rpm에서 최대가 되었다.

정리하면, 차수 분석을 통해 감속없이 엔진과 동일한 회전속도로 구동되는 전진 기어가 가장 큰 소음을 나타냈으며, 주변속 기어는 상대적으로 전체 소음 에 기여도가 낮은 것을 Figure. 68 (b) ~ 73 (b)에서 확인하였다. 또한 전진 기어의 2차 성분이 최대가 되는 회전속도에서 전체 소음 또한 최대가 되는 것을 확인 하였다.

140



(a) 3D color map result



(b) Sound pressure level of F gear and 1st gear pair





(a) 3D color map result



(b) Sound pressure level of F gear and  $2^{nd}$  gear pair





(a) 3D color map result



(b) Sound pressure level of F gear and 4<sup>th</sup> gear pair

Figure. 70 Order tracking analysis of  $16^{\rm th}$  gear (Initial gear specification, Input load : 147  $\rm N{\cdot}m$ ).



(a) 3D color map result



(b) Sound pressure level of F gear and 1st gear pair





(a) 3D color map result



(b) Sound pressure level of F gear and 2<sup>nd</sup> gear pair





(a) 3D color map result



(b) Sound pressure level of F gear and 4th gear pair



# 4.4.3. 기어 치합 소음 수준 비교

차수 분석 결과를 바탕으로 최적화를 통해 전진 기어 및 주변속 기어의 성 분의 소음 저감 정도를 확인하였다. 소음 수준을 판단할 때, 전체 소음을 분석 한 방법과 같이 엔진 운전 회전속도 구간에서 최고 소음 수준을 확인하는 것은 중요하다. 따라서 4.4.2장에서 수행된 차수 분석을 기반으로 최적화 전/후에 대 해 500~2,200 rpm 구간에서 기어 차수 성분의 최대 소음 수준을 비교하였다.

추가적으로 최적화를 통해 기어 잇수가 변경되었기 때문에 기어 물림주파 수(gear meshing frequency)가 변경되었으며, 이 영향으로 최대 소음이 발생하는 회전속도가 최적화 전/후 각각 다르게 나타났다. 또한 트랙터 동력전달계의 공 진 등 진동 특성이 복합적으로 작용하기 때문에 기어 전달오차 저감에 따른 기 어 치합 소음 개선 효과를 확인하기에는 한계가 있다. 따라서 Figure. 74의 3차원 컬러맵에서 발생한 동력전달계의 공진점과 최적화 전후의 기어 차수 성분이 교 차할 때의 소음 수준을 비교하였다. 또한 본 장에서의 기어 치합 소음 비교 분 석은 상대적으로 소음 수준이 높았던 부하수준인 147.0 N·m인 경우에 대해서 수 행하였다.



Figure. 74 Resonance frequency of measurement results(10<sup>th</sup> gear).

#### 4.4.3.1 전진 기어

엔진 운전 회전속도 구간에서의 최대 소음을 기준으로 최적화 전/후의 전진 기어 1~3차 하모닉 성분을 비교하였으며, Table. 38과 같이 3개 변속단에서 계측 된 전진기어의 최대 소음 수준 및 발생 회전속도를 정리하였다.

소음 수준이 가장 높은 2차 하모닉 성분은 최적화 전의 소음 수준은 90.54 dBA(10단), 91.93 dBA(11단), 92.66 dBA(16단)였다. 기어 매크로 최적화를 통해 각 각의 단수마다 3.83 dBA, 7.75 dBA, 3.80 dBA 소음이 저감되었으며, 최적화 후의 기어 치합 소음은 86.71 dBA(10단), 84.18 dBA(11단), 88.86 dBA(16단)이었다. 최적 화 전의 2차 하모닉 성분의 소음 수준은 1,800~2,100 rpm 구간에서 최고 수준을 나타냈으며, 기어 매크로 최적화 후에는 좀더 낮은 1,600~1,700 rpm구간에서 소 음 수준이 최대가 되었다.

최적화 전의 전진기어 성분(2차 하모닉 성분)은 2,000 rpm를 초과하는 회전 속도에서 최대 소음이 발생하였으며, 본 연구대상 트랙터의 엔진 정격 회전속도 인 2,200 rpm과 근접한 회전속도였다. 트랙터 작업은 주로 엔진 정격 회전속도에 서 수행되며, 부하 변동 등에 의해 엔진 회전 속도가 낮아질 경우에는 최대 소 음이 발생한 회전속도에서 작업이 수행될 수도 있다. 따라서 기어 최적화 전의 사양은 최대 소음 수준도 높지만 최대 소음이 발생한 회전속도 또한 트랙터 사 용 환경을 고려하면 불리하였다. 최적화 후, 전진기어 성분(2차 하모닉 성분)은 더 낮은 회전속도인 1,600 ~ 1,700 rpm에서 최대 소음이 발생하여 상대적으로 사 용 빈도가 낮은 엔진 회전속도 지점에서 최대가 되었다.

1차 하모닉 성분은 기어 매크로 최적화를 통해 각각 3.68 dBA, 4.08 dBA, 1.21 dBA 소음이 저감되어 80.53 dBA(10단), 79.94 dBA(11단), 84.22 dBA(16단) 수준으로 분석되었다. 전진 기어의 하모닉 성분 중 소음 수준이 가장 낮은 3차 하모닉 성 분은 기어 매크로 최적화를 통해 각각의 단수마다 7.48 dBA, 10.21 dBA, 7.82 dBA 저감되어 72.80 dBA(10단), 69.80 dBA(11단), 75.55 dBA(16단) 수준이었다. 따라서 3 개 단수에서 계측된 소음 계측 결과를 통해, 전진기어의 1~3차 하모닉 성분이 효과적으로 저감됨을 정량적인 수치로 확인하였다.

148

Gear	No. of	(Rotational speed of	Noise	
step	harmonic	Initial gear specification	Optimized gear specification	reduction
	1 <sup>st</sup>	84.21 (1286.0 rpm)	80.53 (2118.5 rpm)	- 3.68
10 <sup>th</sup>	2 <sup>nd</sup>	90.54 (2030.5 rpm)	86.71 (1697.8 rpm)	- 3.83
	3 <sup>rd</sup>	80.28 (1638.8 rpm)	72.80 (1140.2 rpm)	- 7.48
11 <sup>th</sup>	1 <sup>st</sup>	84.02 (1289.7rpm)	79.94 (1232.1rpm)	- 4.08
	$2^{ m nd}$	91.93 (1886.5rpm)	84.18 (1695.4rpm)	- 7.75
	3 <sup>rd</sup>	80.01 (1260.2rpm)	69.80 (1943.8rpm)	- 10.21
	1 <sup>st</sup>	85.43 (1688.9 rpm)	84.22 (2094.0 rpm)	- 1.21
16 <sup>th</sup>	2 <sup>nd</sup>	92.66 (2034.0 rpm)	88.86 (1596.9 rpm)	- 3.80
	3 <sup>rd</sup>	83.37 (1663.9 rpm)	75.55 (1227.8 rpm)	- 7.82

# Table. 38 Comparison of noise level of harmonic component of F gear pair

Maximum noise level, [dBA]

Figure. 75~77는 전진 기어의 하모닉 성분에 대해 최적화 전/후를 엔진 운전 회전속도 구간에서 비교한 결과이다. 전체적으로 기어 매크로 제원 최적화를 통 해 기어 치합 소음이 개선되었지만, 1차 하모닉 성분의 2,000~2,200 rpm 구간과 2차 하모닉 성분의 1,300~1,700 rpm 일부 구간에서는 기어 치합 소음 수준이 역 전되는 것으로 확인되었으며, 3차 하모닉 성분은 전 구간에 대해 최적화를 통해 소음이 저감되었다.

2차 하모닉 성분의 소음 수준이 일부 구간에서 역전되는 이유는 기어 매크 로 제원 최적화를 통해 잇수가 증가함에 따라 동력전달계의 공진점과 교차하는 회전속도가 변경되었기 때문이며, 최적화 후에 기어 물림 주파수가가 증가하여 고정된 공진점과 교차하는 회전속도가 낮아진 것으로 판단된다. 이러한 결과는 하우징, 또는 기어 트레인의 시스템 공진주파수를 지날 때 불가피하게 발생하는 현상이다.

따라서 동력전달계 입력 회전속도가 증가함에 따라 동일한 공진 주파수를 지나는 시점에서 최적화 전/후의 기어 치합 소음 수준을 비교하여 좀더 명확한 소음 저감 정도를 확인하였다.



Figure. 75 Comparison of 1st harmonic (F gear pair) at 16th gear.



Figure. 76 Comparison of 2<sup>nd</sup> harmonic (F gear pair) at 16<sup>th</sup> gear.



Figure. 77 Comparison of 3<sup>rd</sup> harmonic (F gear pair) at 16<sup>th</sup> gear.

전진 기어의 하모닉 성분이 공진점과 교차할 때의 소음 수준 비교를 위해 SW를 이용하여 추가적인 후처리 작업을 수행하였다. Figure. 78은 최적화 전후에 대해 1차 하모닉 성분이 공진 주파수 845.0 Hz와 교체할 때 회전속도를 확인한 결과이다. 공진 주파수는 기어 매크로 최적화와 무관하게 주파수가 고정되므로, Figure. 78 (a)와 Figure. 78 (b)의 컬러맵에서 845.0 Hz에서 공진이 발생하는 것을 확 인하였다.

1차 하모닉 성분의 최적화 전후의 차수는 각각 35.0차와 41.0차 성분이며, 공진주파수 845.0 Hz와 교차하는 회전속도는 각각 1,453.27 rpm과 1,238.79 rpm이 었다.Figure. 79은 845.0 Hz에서 응답을 분석한 2차원 응답이며, 컬러맵의 세로 방 향으로 응답을 분석하여 각각의 차수의 크기를 확인하였다. 1,453.27 rpm과 1,238.79 rpm에서 기어 매크로 제원 최적화 전/후의 전진기어 성분을 확인하였다. 최적화 전의 35.0차 성분은 72.90 dBA였으며, 최적화 후의 41.0차 성분은 1.48 dBA가 저감된 71.42 dBA였다.



(a) 1<sup>st</sup> harmonic component (Initial gear specification)



(b) 1<sup>st</sup> harmonic component (Optimized gear specification)

Figure. 78 Order tracking analysis of F gear pair (1<sup>st</sup> harmonic component) at resonance frequency of 845.0 Hz.



Figure. 79 Comparison of noise level of F gear pair (1<sup>st</sup> harmonic component) at 16<sup>th</sup> gear.

Figure. 80은 전진기어의 2차, 3차 하모닉 성분이 공진점과 교차할 때 응답을 확인하기 위한 컬러맵이다. 최적화 전의 전진기어 2차, 3차 하모닉 성분은 70.0 차와 105.0차 성분이며, 최적화 후의 전진기어 2차 3차 하모닉 성분은 82.0차와 123.0차 성분이다. 전진 기어의 2차, 3차 하모닉 성분은 공통적으로 공진 주파수 2,066.0 Hz에서 교차한다. 따라서 2,066.0 Hz에서 응답을 통해 Figure. 81와 같이 2 차, 3차 하모닉 성분의 크기를 비교하였다.

Figure. 81에서 최적화 전후에 대해 전진기어 2차 하모닉 성분은 공진주파수 2,066.0 Hz와 각각 1,771.86 rpm, 1,512.34rpm에서 교차하였고, 기어 치합 소음 수 준은 78.97 dBA에서 76.70 dBA로 약 2.27 dBA 저감되었다. 또한 전진기어 3차 하 모닉 성분은 최적화 전후에 따라 공진주파수와 1,179.73 rpm, 1,016.42 rpm에서 교 차하였고 기어 치합 소음 수준은 각각 70.10 dBA, 61.35 dBA 수준으로 8.75 dBA 가 저감되었다.



(b) Optimized gear specification

Figure. 80 Order tracking analysis of F gear pair (2<sup>nd</sup>, 3<sup>rd</sup> harmonic component) at resonance frequency of 2066Hz.



Figure. 81 Comparison of noise level of F gear pair(2<sup>nd</sup>, 3<sup>rd</sup> harmonic component) at 16<sup>th</sup> gear.

# 4.4.3.2 주변속 1단 기어

주변속 1단 기어는 시험을 수행한 변속 단수 중에서 10단에서 동력이 전달 된다. 따라서 기어 치합 소음 수준은 10단에서 계측한 결과를 기반으로 비교하 였다. Table. 39은 엔진 운전 회전속도 구간에서 최적화 전후에 대해 소음 수준을 비교한 결과이다. 최적화 전후의 기어 사양에 대해 2차 하모닉 성분의 크기가 1 차 하모닉 성분보다 더 큰 수준을 나타냈다. 2차 하모닉 성분은 80.94 dBA에서 72.42 dBA로 8.52 dBA 저감되었으며, 1차 하모닉 성분 또한 77.44 dBA에서 71.38 dBA로 6.06 dBA 수준으로 저감되었다.

	Maximum 1 (Rotational speed o	Noise	
	Initial gear specification	Optimized gear specification	[dBA]
1 <sup>st</sup> harmonic	77.44 (1890.0 rpm)	71.38 (2156.4 rpm)	- 6.06
2 <sup>nd</sup> harmonic	80.94 (1511.8 rpm)	72.42 (1270.0 rpm)	- 8.52

Table. 39 Comparison of noise level of harmonic component of main 1st gear pair

Figure. 82~83은 엔진 운전 회전속도 구간에서 1차, 2차 하모닉 성분의 크기 를 비교하였다. 엔진 운전 회전속도 구간에서 1차 하모닉 성분은 900 rpm과 1,300 rpm 일부 구간과 2차 하모닉 성분은 600~900 rpm에서 소음 수준이 역전되 기도 하였지만 전체적으로 최적화를 통해 소음이 개선되었다고 판단된다.



Figure. 82 Comparison of 1st harmonic of Main 1st gear pair.



Figure. 83 Comparison of 2<sup>nd</sup> harmonic of Main 1<sup>st</sup> gear pair.

최대 소음 기준 이외에 공진점과 교차할 때의 소음 수준 비교를 위해 Figure. 84의 컬러맵에서 845.0 Hz에서 2차 하모닉 성분의 크기를 비교하였다. 최 적화 전 2차 하모닉 성분(33.0차 성분)은 1,538.46 rpm에서 845.0 Hz와 교차하였으 며, 최적화 후 2차 하모닉 성분은 1,240.05 rpm에서 공진점과 교차하였다.



(b) Optimized gear specification

Figure. 84 Order tracking analysis of Main 1<sup>st</sup> gear pair (1<sup>st</sup>, 2<sup>nd</sup> harmonic component) at resonance frequency of 845.0 Hz.



Figure. 85 Comparison of 2<sup>nd</sup> harmonic components of Main 1<sup>st</sup> gear pair at resonance frequency of 845.0 Hz.

공진주파수 845.0 Hz에서 응답 비교를 위해 Figure. 85과 같이 최적화 전후에 대해 비교하였다. 최적화 전의 2차 하모닉 성분은 교차 지점인 1538.46 rpm에서 69.48 dBA 수준이었으며, 최적화의 2차 하모닉 성분(40.4차 성분)은 68.09 dBA로 1.39 dBA 저감되는 것을 확인하였다.

### 4.4.3.3 주변속 2단 기어

주변속 2단 기어의 기어 치합 소음 비교는 11단에서 계측한 결과를 통해 수행되었다.

Table. 40는 엔진 운전 회전속도 구간에서 주변속 2단 기어의 1차 하모닉 성 분과 2차 하모닉 성분의 최대 소음을 정리한 결과이다. 주변속 1단 기어의 비해 전체적으로 소음 수준은 낮았으며, 1차 하모닉 성분이 2차 하모닉 성분에 비해 더 큰 소음 수준을 보였다. 1차 하모닉 성분은 75.39 dBA에서 70.87 dBA로 4.52 dBA 저감되었으며, 2차 하모닉 성분 또한 70.81 dBA에서 68.37 dBA로 2.44 dBA 수준으로 저감되었다.

_	Maximum noise level, [dBA] (Rotational speed of max. noise occurrence)		Noise
	Initial gear specification	Optimized gear specification	[dBA]
1 <sup>st</sup> harmonic	75.39 (2119.4rpm)	70.87 (2192.2rpm)	- 4.52
2 <sup>nd</sup> harmonic	70.81 (1452.5rpm)	68.37 (1969.0rpm)	- 2.44

Table. 40 Comparison of noise level of harmonic component of main 2<sup>nd</sup> gear pair

주변속 2단 기어의 기어 치합 소음이 엔진 운전 회전속도 구간에서 최적화 전후에 대해 비교하기 위해 Figure. 86 ~ 87과 같이 표현하여 크기를 비교하였다. 1차 하모닉 성분과 2차 하모닉 성분의 1,200 rpm의 일부 구간을 제외하고는 효 과적으로 소음이 저감되었으며, Figure. 82의 주변속 1단 기어와 같은 경향성으로 1차 하모닉 성분은 회전속도가 증가함에 따라 소음 수준도 꾸준히 증가하였다.



Figure. 86 Comparison of 1<sup>st</sup> harmonic (Main 2<sup>nd</sup> gear pair).



Figure. 87 Comparison of 2<sup>nd</sup> harmonic (Main 2<sup>nd</sup> gear pair).

주변속 2단 기어의 하모닉 성분이 공진점과 교차할 때의 소음 수준 비교를 위해 Figure. 88의 컬러맵에서 845.0 Hz에서 2차 하모닉 성분의 크기를 비교하였 다. 1차 하모닉 성분이 2차 하모닉 성분이 더 소음 수준이 높았지만 비교가 가 능한 공진점이 명확하기 않기 때문에 2차 하모닉 성분을 통해 소음 수준을 비 교하였다.

최적화 전 주변속 2단 기어의 2차 하모닉 성분(33.8차 성분)은 1,491.91 rpm 에서 공진주파수 845.0 Hz와 교차하였고, 최적화 후 2차 하모닉 성분(42.4차 성 분)은 1,199.55 rpm에서 공진점과 교차하였다. Figure. 89는 공진주파수 845.0Hz에 서 2차 하모닉 성분의 응답을 비교한 결과이며, 공진점과 교차하는 회전속도에 서의 소음 수준을 비교하였다.

최적화 전 2차 하모닉 성분은 공진점과 교차점인 1,491.91 rpm에서 61.59 dBA 수준이었으며, 최적화 후 2차 하모닉 성분은 59.09 dBA로 2.50 dBA 저감되 었다.



(a) Initial gear specification



(b) Optimized gear specification

Figure. 88 Order tracking analysis of Main 2<sup>nd</sup> gear pair (1<sup>st</sup>, 2<sup>nd</sup> harmonic component) at resonance frequency of 845.0 Hz.



Figure. 89 Comparison of 2<sup>nd</sup> harmonic components of Main 2<sup>nd</sup> gear pair at resonance frequency of 845.0 Hz.

# 4.4.3.4 주변속 4단 기어

주변속 4단 기어 성분의 엔진 운전 회전속도 구간에서 최대 소음 비교를 위해 Table. 41과 같이 정리하였으며, 1차, 2차 하모닉 성분의 크기를 비교한 결과 이다. 최적화 전 1차 하모닉 성분의 소음 수준은 90.12 dBA로 주변속 기어 중에 소음이 가장 높았다. 기어 매크로 제원 최적화를 통해 1차 하모닉 성분은 9.95 dBA가 저감되어 80.17 dBA이 되었다. 2차 하모닉 성분은 73.52 dBA에서 2.13 dBA 가 저감되어 71.39 dBA이 되었다.

엔진 운전 회전속도 구간에서 하모닉 성분의 크기 비교를 위해 Figure.90~ 91과 같이 표현하였다. 가장 높은 소음 수준을 보인 1차 하모닉 성분은 1,100 rpm 이상의 회전속도에서 최적화 후의 성분이 더 정숙해지는 것을 확인하였다. 최적화 전 1차 하모닉 성분은 1,700~1,800 rpm에서 90.12 dBA으로 소음이 크게 증가하였으며, 최적화를 통해 회전속도 구간에서 높은 소음 수준이 발생하는 피 크점이 사라졌다.

Figure. 91는 엔진 운전 회전속도 구간에서 최적화 전후에 따른 2차 하모닉 성분의 크기를 비교한 결과이다. 전체적으로 2차 하모닉 성분은 최적화 전후에 따라 큰 소음 수준 차이를 보이지 않았으며, 1차 하모닉 성분에 비해 낮은 소음 수준을 유지하였다.

_	Maximum n (Rotational speed of	Noise	
	Initial gear specification	Optimized gear specification	[dBA]
1 <sup>st</sup> harmonic	90.12 (1699.3 rpm)	80.17 (1441.5 rpm)	- 9.95
2 <sup>nd</sup> harmonic	73.52 (856.7 rpm)	71.39 (713.6 rpm)	- 2.13

Table. 41 Comparison of noise level of harmonic component of main 4<sup>th</sup> gear pair



Figure. 90 Comparison of noise level of Main  $4^{\rm th}$  gear pair(1st harmonic component) at  $16^{\rm th}\,{\rm gear}$


Figure. 91 Comparison of noise level of Main 4th gear pair( $2^{nd}$  harmonic component) at  $16^{th}$  gear.



(a) Initial gear specification



(b) Optimized gear specification

Figure. 92 Order tracking analysis of Main 4<sup>th</sup> gear pair (1<sup>st</sup>, 2<sup>nd</sup> harmonic component) at resonance frequency (845Hz).

Figure. 92는 공진주파수 845.0 Hz에서 주변속 4단 기어 하모닉 성분이 교차 할 때의 응답을 확인하기 위한 컬러맵이다. 앞선 분석방법과 동일하게 845.0 Hz 에서 주변속 4단 기어의 응답을 확인하였으며, 최적화 전의 1차 하모닉 성분인 29.1차 성분과 최적화 후의 1차 하모닉 성분인 36.6차 성분의 크기를 확인하였 다.



Figure. 93 Comparison of 1<sup>st</sup> harmonic components of Main 4<sup>th</sup> gear pair at resonance frequency of 845.0 Hz.

Figure. 93은 845.0 Hz에서 최적화 전/후 응답이며, 최적화 전 1차 하모닉 성분은 1,743.82 rpm에서 80.84 dBA였으며, 최적화 후 1차 하모닉 성분은 1,384.02 rpm에 서 69.78 dBA로 11.06 dBA가 저감되었다.

### 4.5 결론 및 고찰

농업용 트랙터의 주행 변속부의 기어 치합 소음 저감을 위해 유전 알고리 즘을 이용한 기어 매크로 제원 최적화를 통해 전/후진부, 주변속부의 최적 기어 사양을 제시하였다. 기어 매크로 제원 최적화를 통해 도출된 기어 사양이 최적 화 전/후에 따라 비해 소음 감소 수준을 확인하기 위해 3축 다이나모미터를 활 용하여 시험을 수행하였다. 소음 수준 비교는 변속기 전체 소음과 차수 분석을 통한 기어 하모닉 성분에 대해 평가하였다.

엔진 정격 토크의 20 %와 50 % 부하 수준을 주행 변속부에 입력하여 시험 을 수행하였고, 부하 수준에 따라 기어 매크로 제원 최적화를 통한 소음 저감 효과를 확인하였다. 엔진 정격 토크의 50%의 부하가 주행 변속부로 입력되었을 때의 전체 소음은 각각 2.99 dBA(10단), 3.90 dBA(11단), 3.31 dBA(16단)만큼 개선되 었다. 주행 변속부로 인가되는 부하 수준이 엔진 정격 토크의 20 %인 경우, 10단, 11단, 16단에서 각각 3.30 dBA(10단), 2.21 dBA(11단), 2.42 dBA(16단) 소음이 개선되 었다. 따라서 2가지 부하 수준에서 수행된 모든 시험에서 주행 변속부 전체 소 음이 효과적으로 저감되는 것을 확인하였다. 농업용 트랙터는 로터리 작업, 쟁 기 작업, 로더 작업 등 각각 다른 부하수준의 작업을 수행하는 차량이다. 부하 수준에 대해 소음 저감 효과를 확인한 본 연구 결과를 통해 다양한 작업을 수 행하는 트랙터의 소음 저감 기법으로 기어 매크로 제원 최적화가 적절하다고 판단하였다.

변속기 전체 소음은 모든 소음이 복합적으로 기여하고 있으므로 최적화 대 상기어의 치합 소음 저감을 확인하기 위해 차수 분석을 수행하여 각각의 소음 성분을 구분하였다. 소음 수준이 상대적으로 높았던 엔진 정격 토크의 50% 수 준의 부하가 인가된 시험 결과를 기반으로 엔진 운전 회전속도 구간에서 최대 소음을 확인하였다. 전진기어의 소음 수준은 3개 단수에서 평균적으로 2.99 dBA(1차 하모닉 성분), 5.13 dBA(2차 하모닉 성분), 8.50 dBA(3차 하모닉 성분) 저 감되었다. 주변속 1단 기어는 6.06 dBA(1차 하모닉 성분), 8.52 dBA(2차 하모닉 성분) 저감되었고, 주변속 2단 기어는 4.52 dBA(1차 하모닉 성분), 2.44 dBA(2차 하모닉 성분) 수준으로 소음이 개선되었다. 주변속 4단 기어는 9.95 dBA(1차 하모닉 성 분), 2.13 dBA(2차 하모닉 성분) 소음이 저감되어, 주행 변속부 전체 소음 뿐만 아니라 최적화 대상 기어 성분 또한 효과적으로 저감되는 것을 확인하였다.

기어 매크로 제원 최적화에 따라 기어 물림 주파수가 변경되어 최대 소음 이 발생하는 회전속도는 변경되었다. 또한 본 시험은 트랙터 동력전달계에서 수 행되어 기어 소음에는 트랙터 동력전달계의 공진 등 진동 특성이 복합적으로 기여하므로 기어 소음 수준을 비교하는 데에는 한계가 있었다. 따라서 최적화 전/후의 기어 하모닉 성분과 동력전달계의 공진점이 교차될 때의 소음 수준을 비교하여 보다 명확한 소음 저감을 확인하였다. 동력전달계의 공진주파수인 845.0 Hz와 2066.0 Hz과 교차할 때의 소음 수준을 비교한 결과, 전진 기어, 주변 속부 기어 모두 효과적으로 소음이 저감되는 것을 확인하였다. 따라서 하우징, 베어링, 축 등의 공진 등과 같은 동력전달계의 동특성을 고려한 분석 결과에서 도 기어 하모닉 성분의 소음이 저감됨을 확인하였다.

본 연구는 농업용 트랙터 변속기의 치합 소음 저감을 위한 기법을 제시하 였으며, 제시한 기법이 소음 저감에 유효한지 확인하였다. 저소음 변속기 설계 를 위해서는 소음과 주요 원인인 전달오차를 최소화해야 하며, 변속기 제조 및 구조적 특수성을 고려하여 적절한 기법을 선택하였다. 트랙터의 제조 환경 및 구조적 특수성을 고려하였을 때, 기어 정밀도를 높이기 어려우므로 기어 마이크 로 치형 설계보다는 기어 매크로 치형 설계를 통해 전달 오차를 최소화하는 것 이 적절하다고 판단하였다. 기어 매크로 치형 설계를 통한 전달 오차를 최소화 하기 위해 유전알고리즘을 이용한 최적화를 수행하였고 목적함수로 동력전달 효율도 함께 고려하여 소음 뿐만 아니라 동력전달도 함께 고려하여 기어 성능 을 극대화할 수 있었다.

## 제5장결론

농업용 트랙터는 엔진, 변속기, 유압시스템 등 다양한 소음원이 있으며, 가 장 큰 소음원인 엔진의 소음이 감소하면서 상대적으로 부각되지 않던 변속기 소음이 이슈가 되고 있다. 농업용 트랙터는 엔진 동력을 이용하여 다양한 작업 을 수행하는 PTO 전동라인과 구동륜으로 동력을 전달하는 주행 변속부로 구분 된다. 최근 주로 채택되는 독립형 PTO 시스템은 엔진과 PTO 전동라인이 직접 연결되어 동력전달 효율은 좋으나 진동/소음에 취약한 구조임에도 이에 대한 연 구가 부족하다. 또한 구동륜으로 전달되는 주행 변속부는 기어 전달오차에 의해 발생하는 기어 치합 소음이 주요 이슈이다. 그러나 기어 전달오차를 고려한 저 소음 주행 변속부 설계를 위한 체계적인 연구는 미비하다. 본 연구는 농업용 트 랙터 동력전달계의 소음 개선을 위하여 PTO 전동라인의 기어 래틀 소음과 주 행 변속부의 기어 치합 소음 저감을 목적으로 수행되었다. 기어 래틀 소음과 기 어 치합 소음은 발생 원인 및 메커니즘이 서로 다르므로 크게 두 파트로 구분 하여 연구를 수행하였다.

PTO 전동라인의 기어 래틀 소음 저감을 위하여 비선형 거동을 야기하는 스플라인 백래시가 전체 PTO 전동라인의 동적 거동에 미치는 영향에 대해 시 험을 통해 확인하였다. 시험으로부터 확인된 동적 거동에 대한 원인 분석을 위 해 시뮬레이션 모델을 구축하여 스플라인 백래시의 내외측 치의 거동을 확인하 였다. 또한 스플라인 백래시 크기에 따른 동적 거동의 변화를 시뮬레이션을 통 해 추가적으로 확인하였다. 마지막으로 본 연구를 활용하여 기어 래틀 소음 저 감을 위한 방안에 대해 제시하였다. PTO 전동라인의 기어 래틀 소음 저감을 위 한 연구 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) PTO 전동라인의 축, 습식 다판 클러치, 변속 기어를 연결하는 스플라인 체결부는 백래시를 갖는 비선형 요소로써 회전계의 동적 거동에 영향을 미쳤다. PTO 전동라인의 입력축과 PTO 구동기어에서 계측된 회전속도 변 동량 수준을 비교하였으며, 크게 3개 구간으로 구분되었다. 700~910 rpm

168

구간에서는 PTO 구동기어의 회전속도 변동량이 입력축에 비해 3.36~4.67 배 크게 증폭되는 과응답 구간이 존재하였다. 또한, 920 rpm에서는 1.23배 수준으로 급격히 감소하는 과도응답이 나타났다. 점핑 현상이 발생하는 과도응답 지점에는 기어 래틀 소음 수준이 10.9 dBA만큼 감소하였다. 920 rpm 이상의 회전 속도 구간에서는 회전속도 변동량의 증폭 수준이 낮게 유지되는 저응답 구간이 발생하였으며, 기어 래틀 소음도 상대적으로 낮 은 상태를 유지하였다. 계측된 회전 속도로부터 엔진 주요 가진 성분의 크기 변화를 확인한 결과, 과응답 구간에서 엔진 주요 가진 성분인 2차수 성분이 증폭되었다.

- (2) 점핑 현상이 발생하는 원인 분석을 위하여 비선형 요소인 스플라인 백래 시를 반영한 1D 시뮬레이션 모델을 구축하였다. 시뮬레이션은 과응답 구 간(700 rpm)과 저응답 구간(1,000 rpm)의 회전속도에서의 스플라인 내외측 치의 충돌 거동을 비교하였다. 시뮬레이션 결과, 과응답 구간에서는 스플 라인 백래시의 내외측 치가 양방향 충돌을 하였으며, 주요 가진 성분인 2 차 성분이 스플라인 백래시를 거쳐 점점 증폭되었다. 반면에 저응답 구간 에서는 스플라인 내외측 치가 단방향 충돌을 하였으며, 공차를 거침에 따 라 주요 가진 성분의 증폭 현상도 발생하지 않았다.
- (3) 점핑 현상의 발생 원인인 스플라인 백래시의 크기 변화에 따른 영향을 추 가적으로 검토하였다. 시뮬레이션 모델에 반영된 스플라인 중 가장 큰 백 래시 크기를 갖는 PTO 클러치의 허브축과 마찰판 사이의 스플라인 백래 시를 변경하였으며, 기본 백래시 크기인 0.50 mm를 기준으로 제작 가능한 크기인 0.1 mm와 0.9 mm을 선정하였고, 엔진 아이들 회전속도인 900 rpm에 서 동적 거동을 확인하였다. 스플라인 백래시 크기가 0.10 mm와 0.50 mm 인 경우에는 스플라인 백래시를 거쳐 엔진 가진의 2차 성분이 더 증가하 는 과응답 구간의 충돌 거동인 양방향 충돌이 나타났다. 스플라인 백래시 크기가 0.90 mm인 경우에는 엔진 가진의 2차 성분은 증가하지 않았으며, 저응답 구간의 충돌 거동인 단방향 충돌이 나타났다. 따라서 PTO 전동라 인의 스플라인 백래시 크기에 따라 PTO 전동라인의 동적 거동 특성이 변 화됨을 시뮬레이션을 통해 확인하였다.

- (4) 스플라인 백래시 크기에 따른 PTO 전동라인의 동적 거동 변화를 시험을 통해 확인하였다. PTO 클러치의 허브축과 마찰판 사이의 스플라인 백래시 의 크기를 0.1 mm(Type A), 0.50 mm(Type B), 0.9 mm(Type C), 1.30 mm(Type D) 로 제작하였다. Type A를 적용한 시험에서는 점핑 현상이 발생하지 않았고, Type B~D에서는 점핑 현상이 각각 920 rpm, 890 rpm, 880 rpm에서 발생하였 으며, 공차가 증가함에 따라 점핑 현상이 발생하는 회전속도가 낮아졌다. 이에 따라 스플라인 백래시 크기에 따라 기어 래틀 소음이 급격히 감소하 는 회전속도 또한 낮아졌다. 또한, Type D를 적용한 시험에서는 과응답 구 간과 저응답 구간의 충돌 거동이 복합적으로 발생하는 과도 응답 구간이 발생하였다.
- (5) 기어 래틀 소음에 직접적으로 영향을 미치는 PTO 구통기어 회전속도 변 동량의 사분위수와 IQR(InterQuartile Range)로 정리하여 과응답, 과도응답, 저응답 구간에서의 산포를 분석하였다. 회전 속도 변동량의 산포 분석을 통해 3개 구간의 산포 특성을 정량적으로 제시하였고, 기어 래틀 소음과 의 상관관계도 분석하였다. 특히 과도응답 구간의 응답에서는 2사분위수 가 각각 58.0 rpm(Type B), 46.9 rpm(Type C), 94.0 rpm(Type D)로 회전 속도 변 동량이 점점 증가하였고, IQR은 각각 5.5 rpm(Type B), 6.7 rpm(Type C), 61.0 rpm(Type D)으로 Type D에서 가장 큰 산포를 보였다. 산포 분석 결과를 통 해 기본 백래시 크기을 갖는 Type B에 백래시를 크게 증가시킨 Type C를 적용함에 따라 회전속도 변동량이 더 작아졌으며, 기어 래틀 소음도 1.3dBA 저감되었다. 따라서 스플라인 백래시의 크기를 변화시켜 기어 래 틀 소음을 저감할 수 있었으며, 산포도 유사하여 비교적 일정한 소음을 유지하였다. 가장 큰 백래시를 적용한 Type D는 과응답 및 저응답 구간의 응답이 복합적으로 발생하는 회전속도가 존재하였으며, 2사분위수 및 산포 수준 모두 상대적으로 크게 나타났다.
- (6) 본 연구로부터 엔진 아이들 회전속도 구간에서 다수의 비선형 강성 요소 를 갖는 PTO 전동라인의 동적 거동 특성을 크게 3개 구간으로 구분됨을 확인하였다. 점핑 현상이 발생한 후에는 낮은 기어 래틀 소음 수준이 유

지되는 저응답 구간이 존재하였고, 과응답 구간에 비해 10 dBA 이상 정숙 하였다. 이 결론을 통해 농업용 트랙터의 엔진 아이들 회전속도는 저응답 구간에 위치해야 정숙성을 유지할 수 있음을 알 수 있었다. 또한 기어 래 틀 소음을 감소시키기 위해서는 PTO 전동라인의 진동 전달 경로 상의 백 래시 크기를 증가시켜 엔진 아이들 회전속도를 설정할 수 있는 회전속도 도 낮출 수 있었다.

농업용 트랙터의 주행 변속부의 기어 치합 소음을 저감하기 위하여 현재 양산되어 있는 동력전달계를 대상으로 연구를 수행되었다. 기어 치합 소음 저감 을 위해 기어 전달오차를 최소화할 수 있는 기어 설계방안이 필요하며, 전달오 차 뿐만 아니라 동력 전달효율, 기어 강도도 함께 고려되어야 한다. 따라서 본 연구에서는 동력전달 효율과 기어 전달오차를 목적함수로 설정하여 기어 매크 로 제원 최적화를 통해 최적 기어 사양을 도출하였다. 기어 매크로 최적화 전/ 후 사양에 대해 소음 저감 정도를 확인하기 위해 시험 장비를 구축하였다. 시험 을 통해 기어 매크로 최적화에 따른 변속기 전체 소음(overall noise level)을 확인 하였다. 또한 최적화 대상 기어 차수 성분의 소음 저감 정도를 확인하기 위해 차수 분석을 수행하였다. 차수 분석을 통해 최적화 대상 기어에 대해 엔진 운전 회전속도에서 소음 수준을 비교하여 소음 저감 정도를 확인하였다. 기어 치합 소음 저감을 위한 연구 결과를 정리하면 다음과 같다.

(7) 75kW급 트랙터 변속기의 전/후진부, 주변속부 기어를 대상으로 기어 매크 로 제원 최적화를 수행하였다. 최적화는 유전알고리즘(NSGAIII)을 이용하 였고, 목적함수는 동력전달 효율와 기어 전달오차였으며, 기어 강도 및 기 어 형상 등은 제약조건으로 설정하였다. 최적화를 통해 동력전달 효율은 기존 수준과 유사하며, 기어 전달오차를 최소화할 수 있는 기어 매크로 제원을 제시하였다. 최적화를 수행한 결과, 전진기어의 기어 전달오차는 기존보다 20 %수준을 낮아졌으며, 동력전달 효율은 98.57 %에서 99.52 %로 향상되었다. 주변속 1단 기어의 기어 전달오차는 7.34 µm에서 0.23 µm으로 저감되었고 동력전달 효율은 98.77 %에서 99.06 %로 향상되었다. 주변속 2 단 기어의 기어 전달오차는 2.37 µm에서 0.09 µm로 저감되고 동력전달 효 율은 99.31 %에서 99.20 %로 다소 낮아졌다. 주변속 4단 기어의 기어 전달 오차는 10.79 µm에서 0.77 µm수준으로 낮아졌고 동력전달 효율은 99.38 % 에서 99.21%로 낮아졌다.

- (8) 기어 매크로 제원 최적화에 따라 기어 치합 소음 저감 정도를 확인하기 위한 시험을 수행하였다. 시험은 사용 비율이 높은 변속 단수인 10단, 11 단,16단에서 엔진 정격 토크의 20%와 50%의 부하와 500~2,200 rpm의 회 전속도에서 진행되었다. 소음 측정 결과, 엔진 운전 회전속도 구간에서 엔 진 정격 토크의 50%의 부하가 변속기로 입력되었을 때 10단, 11단, 16단에 서 변속기 전체 소음은 각각 2.99 dBA, 3.90 dBA, 3.31 dBA 개선되었다. 변속 기로 인가되는 부하수준이 엔진 정격 토크의 20%인 경우, 10단, 11단, 16단 에서 각각 3.30 dBA, 2.21 dBA, 2.42 dBA 소음이 개선되었다. 결과적으로 기 어 매크로 제원 최적화를 통해 2개 부하 조건에 대해 기어 치합 소음이 저감되는 것을 확인하였다. 따라서 기어 매크로 제원 최적화는 부하수준 이 다른 다양한 작업을 수행하는 농업용 트랙터 변속기에 적절한 소음 저 감 기법인 것을 확인하였다.
- (9) 기어 성분의 소음 수준을 비교를 위해 차수 분석을 수행하였다. 3개 변속 단에서 계측된 결과에서 공통적으로 전진 기어 성분이 주변속 기어 성분 에 비해 더 높은 소음 수준을 보였고, 특히 전진 기어의 2차 하모닉 성분 이 가장 소음 수준이 높았다. 전진 기어는 3가지 단수에서 계측된 1~3차 하모닉 성분을 평균값을 기준 크기로 비교하였다. 전진 기어의 1차 하모 닉 성분의 소음 수준은 84.55 dBA에서 81.56 dBA로 2.99 dBA 저감되었으며, 2차 하모닉 성분은 91.71 dBA에서 86.58 dBA로 5.13 dBA 개선되었다. 3차 하모닉 성분은 81.22 dBA에서 72.72 dBA로 8.50 dBA 저감되었다.
- (10)
- (11) 주변속부의 1단, 2단, 4단 기어 소음 수준은 10단, 11단, 16단에서 계측한 결과를 기반으로 차수 분석을 수행하여 소음 수준을 비교하였다. 주변속 1단 기어의 1차 하모닉 성분은 77.44 dBA에서 71.38 dBA로 6.06 dBA 저감되었고, 2차 하모닉 성분은 80.94 dBA에서 72.42 dBA로 8.52 dBA 개선되었다. 주변속 2단 기어의 1차 하모닉 성분은 75.39 dBA에서 70.87 dBA로 4.52 dBA 저감되었고, 2차 하모닉 성분은 70.81 dBA에서 68.37 dBA로 2.44 dBA

개선되었다. 주변속 4단 기어의 1차 하모닉 성분은 90.12 dBA에서 80.17 dBA로 9.95 dBA 저감되었고, 2차 하모닉 성분은 73.52 dBA에서 71.39 dBA 로 2.13 dBA 개선되었다. 주변속 1단, 2단, 4단 기어 모두 기어 매크로 제원 최적화를 통해 효과적으로 기어 치합 소음이 저감되었다.

- (12)
- (13) 엔진 운전 회전속도 구간에서 최대 소음을 기준으로 전체 소음 및 기어 하모닉 성분의 소음 모두 저감되었지만, 전 구간에서 낮아지는 것은 아니 었으며, 일부 구간에서는 소음 수준이 역전되는 회전속도 구간도 있었다. 이는 최적화에 따라 기어 차수가 더 증가하였으며, 공진점을 통과하는 회 전속도가 감소하였기 때문이다. 따라서 변속기 동특성을 고려한 분석이 필요했으며, 변속기 시스템의 공진점과 기어 성분이 교차할 때 소음 수준 비교를 통해 좀 더 명확한 결과를 확인하였다. 전진기어가 공진주파수 845 Hz와 교차할 때, 1차 하모닉 성분은 최적화 전보다 1.48 dBA 저감되었 다. 2차, 3차 하모닉 성분은 공진 주파수 2066 Hz에서 소음 수준을 비교하 였고, 각각 2.27 dBA, 8.75 dBA가 저감되었다. 주변속 기어 중에 가장 높은 소음 수준을 유지한 4단 기어를 대상으로 공진주파수 845 Hz에서 1차 하 모닉 성분을 비교한 결과, 공진 주파수의 의한 최대 소음은 1743.82 rpm에 서 1384.02 rpm으로 낮아졌고 소음 수준도 11.06 dBA 저감되었다. 정리하면, 공통적으로 변속기 시스템의 동특성을 고려하여 소음 수준을 비교한 결과 에서도, 기어 매크로 제원 최적화 기법을 통한 트랙터 변속기 소음 저감 이 유효함을 확인하였다.

173

1. McBride, D.I., H.M. Firth, and G.P. Herbison, Noise exposure and hearing loss in agriculture: a survey of farmers and farm workers in the Southland region of New Zealand. Journal of Occupational and Environmental Medicine, 2003. 45(12): p. 1281-1288.

2. Dewangan, K., G.P. Kumar, and V. Tewari, Noise characteristics of tractors and health effect on farmers. Applied acoustics, 2005. 66(9): p. 1049-1062.

3. Lar, M.B., et al., Comparison of noise level of tractors with cab and without in different gears on driver ear and bystander. African journal of agricultural research, 2012. 7(7): p. 1150-1155.

4. Ravindran, V. and B. Prakash, Agricultural Tractor Noise Control. 2013, SAE Technical Paper.

5. Ueka, Y., et al., Study on the development of the electric tractor: specifications and traveling and tilling performance of a prototype electric tractor. Engineering in agriculture, environment and food, 2013. 6(4): p. 160-164.

6. Liu, G., J. Wang, and S. Chang. Optimal rib layout design of gearbox for the reduction of radiated noise. in International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. 2017. American Society of Mechanical Engineers.

7. Guo, R., et al., Experimental investigation of the noise, vibration and harshness performances of a range-extended electric vehicle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2016. 230(5): p. 650-663.

8. Ahn, D.-V., et al., Analysis of the PTO driveline rattle noise on an agricultural tractor. Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, 2019. 18(6): p. 45-54.

9. Brancati, R., et al., Analysis of gear rattle by means of a wavelet-based signal processing procedure. Meccanica, 2013. 48(6): p. 1399-1413.

10. Shih, S., J. Yruma, and P. Kittredge, Drivetrain noise and vibration troubleshooting. SAE transactions, 2001: p. 485-495.

11. Yang, X., et al., A study on reducing gear rattle noise based on sensitivity analysis of drivetrain torsional model. 2017, SAE Technical Paper.

12. Wang, M.Y., W. Zhao, and R. Manoj, Numerical modelling and analysis of automotive transmission rattle. Journal of Vibration and Control, 2002. 8(7): p. 921-943.

13. Steinel, K. and G. Tebbe, New torsional damper concept to reduce idle rattle in truck transmissions. 2004, SAE Technical Paper.

14. Fujimoto, T., Y. Chikatani, and J. Kojima, Reduction of idling rattle in manual transmission. SAE transactions, 1987: p. 99-109.

15. Yoo, J., et al. The mechanism and solution of harmonic gear whine noise in automotive transmission systems. in International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. 2007.

16. Normalización, O.I.d., ISO 6336-1: Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears. Basic Principles, Introduction and General Influence Factors. 2007: ISO. 17. KS, B., 1405-1: 2001 (ISO 1328-1: 1995). Cylindrical gears, ISO system of accuracy, Part 1: Definitions and allowable values of deviations relevant to corresponding flanks of gear teeth.

18. Joshi, S.S., C.M.A. Pushparaj, and P. Jaykarthikeyan, Transmission weight & efficiency optimization in off road vehicle (tractor gearbox). International Journal of Engineering and Technology, 2014. 1(1): p. 43-54.

19. DOĞAN, S.N., Loose part vibration in vehicle transmissions-Gear rattle. Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, 2000. 23(6): p. 439-454.

20. Xie, M., L. Wang, and Y. Huang, Design and Performance Study of Clutch Disc Assembly of Wide-Angle, Large-Hysteresis, Multistage Damper. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2021. 34(1): p. 1-13.

21. Bhagate, R., A. Badkas, and K. Mohan, Driveline torsional analysis and parametric optimization for reducing driveline rattle. 2015, SAE Technical Paper.

22. Park, Y. and K. Kim, Reduction of rattle noise of a direct engine-PTO Driveline of agricultural tractors: Part II. Causes of PTO rattle noise. Transactions of the ASABE, 2009. 52(2): p. 357-368.

23. Park, Y. and K. Kim, Reduction of rattle noise of a direct engine-PTO Driveline of agricultural tractors: Part III. Reduction of pto rattle noise by a torsional damper. Transactions of the ASABE, 2009. 52(2): p. 369-374.

24. Shim, S., Y. Park, and K. Kim, Reduction of PTO rattle noise of an agricultural tractor using an anti-backlash gear. Biosystems engineering, 2008. 100(3): p. 346-354.

25. Yakoub, R.Y., et al., Prediction of system-level gear rattle using multibody and vibro-acoustic techniques. SAE transactions, 2004: p. 1895-1904.

26. Sakai, T., et al., Theoretical and experimental analysis of rattling noise of automotive gearbox. 1981, SAE Technical Paper.

27. Chikatani, Y. and A. Suehiro, Reduction of idling rattle noise in trucks. 1991, SAE Technical Paper.

28. Fujimoto, T. and T. Kizuka, Predictive calculation of idling rattle in manual transmissions-based on experimental measurements of gear vibration occurring in backlashes. 2003, SAE Technical Paper.

29. Brancati, R., et al., Experimental vibro-acoustic analysis of the gear rattle induced by multi-harmonic excitation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2018. 232(6): p. 785-796.

30. Tavakoli, M. and D. Houser, Optimum profile modifications for the minimization of static transmission errors of spur gears. 1986.

31. Bonori, G., M. Barbieri, and F. Pellicano, Optimum profile modifications of spur gears by means of genetic algorithms. Journal of sound and vibration, 2008. 313(3-5): p. 603-616.

32. Fonseca, D.J., et al., A genetic algorithm approach to minimize transmission error of automotive spur gear sets. Applied Artificial Intelligence, 2005. 19(2): p. 153-179.

33. Korde, A. and V. Mahendraker, Driveline noise reduction by predicting mesh transmission error and micro geometry optimization. 2009, SAE Technical Paper.

34. Shelke, D. and K. Sakurada, Simulation of gear microgeometry for gear whine noise reduction in passenger car, in Simulation and testing for vehicle technology. 2016, Springer. p. 137-146.

35. Thompson, D.F., S. Gupta, and A. Shukla, Tradeoff analysis in minimum

volume design of multi-stage spur gear reduction units. Mechanism and Machine Theory, 2000. 35(5): p. 609-627.

36. Mendi, F., et al., Optimization of module, shaft diameter and rolling bearing for spur gear through genetic algorithm. Expert Systems with Applications, 2010. 37(12): p. 8058-8064.

37. Miler, D., et al., Multi-objective spur gear pair optimization focused on volume and efficiency. Mechanism and Machine Theory, 2018. 125: p. 185-195.

38. Kim, S.-c., et al., Macro geometry optimization of a helical gear pair for mass, efficiency, and transmission error. Mechanism and Machine Theory, 2020. 144: p. 103634.

39. Umezawa, K., et al., Vibration of power transmission helical gears: The effect of contact ratio on the vibration. Bulletin of JSME, 1985. 28(238): p. 694-700.

40. Tuma, J., Gearbox noise and vibration prediction and control. International Journal of Acoustics and Vibration, 2009. 14(2): p. 99-108.

41. Colabawala, M., J. Sorenson, and D. Houser. An Experimental Procedure for Characterization of Gear Whine Noise in a Variety of Vehicle Applications. in SAE Sound and Vibration conference, Traverse City, MI. 2003.

42. Son, G.-H., et al., Optimization of the Housing Shape Design for Radiated Noise Reduction of an Agricultural Electric Vehicle Gearbox. Applied Sciences, 2020. 10(23): p. 8414.

43. Gonzalez-de-Soto, M., et al., Reducing fuel consumption in weed and pest control using robotic tractors. Computers and electronics in agriculture, 2015. 114: p. 96-113.

44. Commission Delegated Regulation (EU) No 1322/2014.

45. ISO 500-1, Agricultural tractors, Rear-mounted power take-off types, part 1: General specifications, safety requirements, dimensions for master shield and clearance zone.

46. Renius, K.T., Fundamentals of tractor design. 2020: Springer.

47. 박영준, 엔진 직결식 트랙터 PTO 전동라인의 치타음 분석 및 감소에 관한 연구.2006. 서울대학교 대학원.

48. Zhao, G., Z. Liu, and F. Chen, Meshing force of misaligned spline coupling and the influence on rotor system. International Journal of Rotating Machinery, 2008. 2008.

49. Stoffels, H., Balancing driveability, NVH, and fuel consumption on automotive powertrains using integrated simulation techniques. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 2017. 231(3): p. 556-567.

50. Sun, M., et al., Classifying, predicting, and reducing strategies of the mesh excitations of gear whine noise: a survey. Shock and Vibration, 2020. 2020.

51. Houser, D.R., et al., Comparison of transmission error predictions with noise measurements for several spur and helical gears. 1994: AIAA.

52. Palmer, D. and R. Munro. Measurements of transmission error, vibration and noise in spur gears. in British Gear Association Technical Congress. 1995.

53. Åkerblom, M., Gear noise and vibration: a literature survey. 2001.

54. Qin, Z., et al., Experimentally validated geometry modification simulation for improving noise performance of CVT gearbox for vehicles. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2019. 20(11): p. 1969-1977.

55. Qin, Z., et al., Design and evaluation of two-stage planetary gearbox for special-purpose industrial machinery. Journal of Mechanical Science and Technology, 2019. 33(12): p. 5943-5950.

56. Relief, S.T., Proposal for Tip Relief Modification to Reduce Noise and

Sensitivity to Meshing Conditions in Spur Gears.

57. Niola, V., V. Avagliano, and G. Quaremba. The gear whine noise. in Proceedings of the 4th WSEAS (World Scientific and Engineering Academy and Society) International Conference on Energy and Development Environment-Biomedicine. 2011.

58. Weber, C., The deformation of loaded gears and the effect on their loadcarrying capacity. Sponsored Research (Germany), British Dept. of Scientific and Industrial Research, Report, 1949. 3.

59. Sainsot and, P., P. Velex, and O. Duverger, Contribution of gear body to tooth deflections a new bidimensional analytical formula. J. Mech. Des., 2004. 126(4): p. 748-752.

60. Standard, B., BS ISO/TR 14179-2: 2001 gears-thermal capacity-Part 2: thermal load carrying capacity. British Standard, 2001.

61. Mohan, Y.M. and T. Seshaiah, Spur gear optimization by using genetic algorithm. International Journal of Engineering Research and Applications, 2012. 2(1): p. 311-318.

62. Marcelin, J.-L., Genetic optimisation of gears. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2001. 17(12): p. 910-915.

63. Ciro, G.C., et al., A NSGA-II and NSGA-III comparison for solving an open shop scheduling problem with resource constraints. IFAC-PapersOnLine, 2016. 49(12): p. 1272-1277.

부 록 A



(b) Sound pressure level of F gear and 1st gear pair

Figure. A. 1 Order tracking analysis of 10<sup>th</sup> gear (Initial gear specification, Input load : 59.0 N·m).



(b) Sound pressure level of F gear and 2<sup>nd</sup> gear pair

Figure. A. 2 Order tracking analysis of 11<sup>th</sup> gear (Initial gear specification, Input load : 59.0 N·m).



(b) Sound pressure level of F gear and  $4^{th}$  gear pair

Figure. A. 3 Order tracking analysis of 16<sup>th</sup> gear (Initial gear specification, Input load : 59.0 N·m).



(b) Sound pressure level of F gear and 1st gear pair







(b) Sound pressure level of F gear and 2<sup>nd</sup> gear pair

Figure. A. 5 Order tracking analysis of 11<sup>th</sup> gear (Optimized gear specification, Input load : 59.0 N·m).



(b) Sound pressure level of F gear and 4<sup>th</sup> gear pair



부 록 B



Figure. B. 1 Inspection result of F driving gear.



Figure. B. 2 Inspection result of F idle gear.



Figure. B. 3 Inspection result of F driven gear.



Figure. B. 4 Inspection result of Main 1st driving gear.



Figure. B. 5 Inspection result of Main 1<sup>st</sup> driven gear.



Figure. B. 6 Inspection result of Main 2<sup>nd</sup> driving gear.



Figure. B. 7 Inspection result of Main 2<sup>nd</sup> driven gear.



Figure. B. 8 Inspection result of Main 4th driving gear.



Figure. B. 9 Inspection result of Main 4<sup>th</sup> driven gear.

# A study on Gear rattle and whine noise reduction of power transmission system for agricultural tractor

### **Chanho Choi**

#### Abstract

Agricultural tractors have various noise sources such as engines, transmissions, and hydraulic systems, and it was traditionally known that the engine was the biggest noise source. However, the transmission noise that had been relatively masked by the development of engine design technology has become an issue. The power transmission system of the agricultural tractor transmission was divided into a PTO driveline and a transmission that transmits power to the driving wheel. The engine-direct PTO system, which is mainly applied recently, has good power transmission efficiency because it is directly connected to the engine, but research on this is insufficient even though it was a structure that was vulnerable to vibration/noise. In addition, gear whine noise generated by transmission errors was a major issue in the transmission that was transmitted to the drive wheels. However, systematic research for the design of low-noise transmission considering gear transmission errors was insufficient. In this study, the purpose of this study was to reduce the gear rattle noise of the PTO driveline and the gear whine noise of the transmission to improve the noise of the transmission of the agricultural tractor. Since gear rattle noise and gear meshing noise have different causes and mechanisms, the study was conducted by dividing them into two parts.

The first part of the study, the factors affecting the gear rattle noise were analyzed to reduce noise of the PTO driveline. Among the various influencing factors, it was confirmed that non-linear stiffness components such as spline coupling with backlash and torsional dampers were components that can cause sudden changes in the dynamic behavior of the rotation system. A test was conducted to determine the effect of non-linear stiffness components on dynamic behavior and gear rattle noise in a PTO driveline composed of several spline couplings. The test was constructed in an environment in which other noises except for the gear rattle noise were removed, and a motor control system capable of imitating an engine was composed. The change in dynamic behavior was confirmed by measuring the rotation speed of the PTO driving gear to which rotational vibration was transmitted through the input shaft and several spline couplings, and at the same time, the gear rattle noise was also measured. Through a lab. test performed at  $700 \sim 1,000$  rpm, which was the engine idle rotation speed range, jumping phenomenon, which was a sudden change in dynamic behavior at 920 rpm, was occurred, and the gear rattle noise was also reduced by 10.9 dBA. Through the lab. test, the dynamic behavior characteristics of the PTO driveline in the engine idle rotation speed range were largely divided into three range. The first range was an overresponse range in which the rotational speed fluctuation of the PTO driving gear relative to the input shaft was amplified, and the second range was a transient-response range at the moment when a jumping phenomenon occurs. The third range was a low-response range in which the amplification level of the rotational speed fluctuation was kept low, and the gear rattle noise was also maintained at a relatively low level.

A 1D simulation reflecting the spline backlash was performed to analyze the cause of the jumping phenomenon. It was confirmed through simulation that the rotation speed fluctuation value of the inner and outer teeth of the spline was amplified by two-way collision in the over-response range. On the other hand, in the low-response range, the inner and outer teeth of the spline had a one-way collision, and the phenomenon of amplification of the rotational speed fluctuation did not appear. In addition, the effect of the change in the level of the spline backlash, which is the cause of the jumping phenomenon, was additionally reviewed through simulation. Among the splines applied in the simulation model, the spline backlash between the hub shaft and the friction plate of the PTO clutch, which has the largest backlash level, was changed, and 0.1 mm and 0.9 mm, which were manufacturable levels, were selected based on the basic backlash level of 0.50 mm. When the spline backlash was 0.10 mm and 0.50 mm, a two-way collision occurred, and when the spline backlash was 0.90 mm, the 2<sup>nd</sup> component due to engine excitation did not increase, and a one-way collision, which is the collision behavior of the low-response range, appeared.

An additional experimental investigation was performed to experimentally confirm the simulation results in which the dynamic behavior changes according to the level of spline backlash. A lab. test was performed by adjusting the backlash of the spline coupling between the friction plate of the PTO clutch and the hub shaft by 0.10 mm (Type A), 0.50 mm (Type

B), 0.90 mm (Type C), and 1.30 mm (Type D). In the Lab. test where Type A was applied, no jumping phenomenon occurred, and as the spline backlash level increased, the rotation speed at which the jumping phenomenon occurred gradually decreased. The rotation speed at which the gear rattle noise was rapidly reduced by the dynamic behavior change due to the spline backlash level was also lowered.

Through the study of the first part, it was found that the engine idle rotational speed should be set in the low-response range where the noise level was kept relatively low in order to reduce the PTO gear rattle noise. In addition, by increasing the level of the spline backlash on the vibration transfer path of the PTO driveline in order to reduce the gear rattle noise, the rotational speed at which the engine idle rotational speed can be set was also lowered.

In the second part on the study, a gear design technique that can minimize the transmission error, which was the main cause, was studied in order to reduce the gear whine noise of the transmission. In order to reduce the gear transmission error, the gear macro-geometry optimization technique was used in consideration of the load characteristics and the manufacturing environment applied to the transmission. The gear macro-geometry optimization was performed on the F gear pair of the forward/reverse shift part of the tractor subject to this study, and the main 1<sup>st</sup>, 2<sup>nd</sup> and 4<sup>th</sup> gear pairs of main shift part. The objective function of gear macro-geometry optimization was set as gear transmission error and efficiency, and a genetic algorithm (NSGAIII) was used. A test equipment was built to confirm the noise reduction level of the gear specifications derived through gear macro-geometry optimization.

In the test, other noise sources such as hydraulic noise were controlled using a 3-axis dynamometer, and the test was performed in consideration of load levels of 20% and 50% of the rated engine torque in the 10<sup>th</sup>, 11<sup>th</sup>, and 16<sup>th</sup> gears, which are the most frequently used gears was performed. As a result of the noise measurement, when a load of 50% of the engine rated torque was input to the transmission, the overall noise level of the transmission was improved by 2.99 dBA, 3.90 dBA, and 3.31 dBA in the 10<sup>th</sup>, 11<sup>th</sup>, and 16<sup>th</sup> gears, respectively. When the load level applied to the transmission was 20% of the engine rated torque, overall noise level was reduced by 3.30 dBA, 2.21 dBA, and 2.42 dBA in the 10<sup>th</sup>, 11<sup>th</sup>, and 16<sup>th</sup> gears, respectively. As a result, it was confirmed that gear whine noise was reduced for the two load conditions through gear macro-geometry optimization.

Order tracking analysis was performed to compare the noise level of gear harmonic components, and the level of noise reduction was confirmed in the engine operating rotation speed range. Among the harmonic components of the forward gear, the noise level of the 2<sup>nd</sup>

harmonic component was the highest and was reduced by 5.13 dBA through optimization. Also, the noise level of the 1<sup>st</sup>, 2<sup>nd</sup>, and 4<sup>th</sup> gear pairs of main shift part was improved by 8.52 dBA (2<sup>nd</sup> harmonic), 4.52 dBA (1<sup>st</sup> harmonic), and 9.95 dBA (1<sup>st</sup> harmonic), respectively. In addition, as a result of comparing the noise level at the intersection of the resonance region of the transmission system and the gear component in the test, it was confirmed that noise was effectively reduced through optimization.

Therefore, it was confirmed that through the gear macro-geometry optimization, not only the overall noise of the transmission, which was contributed by various gear components, but also the noise of the gear harmonic component was effectively reduced. Therefore, it was confirmed through this study that the gear macro-geometry optimization technique was effective to reduce the noise of the agricultural tractor transmission, which has severe load fluctuations and various load levels are applied according to agricultural operation.