

## 농업용 트랙터 PTO 전동라인의 래틀 소음 분석

안다빈\*, 신인경\*\*, 한현우\*, 손관희\*, 박영준\*,\*\*\*.#

\*서울대학교 바이오시스템·소재학부, \*\*대동공업 기술연구소, \*\*\*서울대학교 농업생명과학연구원

### Analysis of the PTO Driveline Rattle Noise on an Agricultural Tractor

Da-Vin Ahn\*, In-Kyung Shin\*\*, Hyun-Woo Han\*, Gwan-Hee Son\*, Young-Jun Park\*,\*\*\*.#

\*Department of Biosystems and Biomaterials Science and Engineering, Seoul National University, Korea

\*\*Daedong Industrial Co., Ltd, R&D Center, Changnyeong, Korea

\*\*\*Research Institute of Agriculture and Life Sciences, Seoul National University, Korea

(Received 23 April 2019; received in revised form 30 April 2019; accepted 5 May 2019)

#### ABSTRACT

In this study, we analyze the rattle noise of a power takeoff (PTO) driveline and develop a PTO driveline resonance model. We measured the rattle noise of the PTO driveline on the output shaft and, by analyzing the rattle noise in the time domain, we determine that the engine expansion stroke period matches the sound pressure of rattle noise. This finding helped us demonstrate that the rattle noise is caused by the collision between the PTO driving gear and the gear driven by the engine expansion stroke; the torsional vibration caused by this collision is affected by the angular velocity fluctuation of the PTO drive shaft. By measuring the angular velocity of the PTO drive shaft, we confirm that the angular velocity fluctuation of the engine flywheel tends to excessively amplify the PTO drive shaft angular velocity fluctuation. We conclude that the resonance, which occurs when the operating frequency of the engine is close to the natural frequency of the tractor power transmission system, causes the excessive angular velocity fluctuation of the PTO drive shaft. We performed a modal analysis of the PTO driveline resonance and, using the characteristic equation, we show that the resonance occurs when the engine rotation speed is close to 850 rpm, which matches the natural frequency of the PTO driveline.

**Key Words** : Rattle Noise(래틀 소음), PTO Driveline(PTO 전동라인), Tractor(트랙터), Torsional Vibration(비틀림 진동), Simulation Model(시뮬레이션 모형), Resonance(공진)

#### 1. 서 론

농업용 트랙터는 주로 부하 변동이 심한 쟁기,

로터리 등의 농작업과, 로터, 사료 이송 등의 축산 작업에 사용되는 다목적 기계이다. 그러므로 트랙터의 운전자는 작업 중 여러 가지 유해한 환경 뿐 아니라 높은 수준의 진동과 소음에 노출되게 된다. 이러한 진동과 소음은 운전자의 작업 능력을 저하시킬 뿐 아니라 청력 저하, 두통 등의 건강에

# Corresponding Author : [yjpark95@snu.ac.kr](mailto:yjpark95@snu.ac.kr)

Tel: +82-02-880-4602, Fax: +82-02-873-2049

도 치명적인 영향을 미칠 수 있다<sup>[1]</sup>.

농업용 트랙터의 진동과 소음은 동력원인 엔진과, 동력전달계인 변속기 및 PTO 전동라인에서 주로 발생한다. 트랙터 동력전달계에서의 소음은 주로 기어의 물림 강성(mesh stiffness)의 변화로 인한 소음과 기어의 충돌에 의한 소음으로 구분할 수 있다. 특히, 엔진의 토크 변동은 PTO 전동라인 비틀림 진동을 유발시키며, 비틀림 진동은 PTO 전동라인의 구동 기어(driving gear)와 피동 기어(driven gear)에 연속적인 충돌을 야기하여 심한 진동과 소음의 원인이 된다. 이러한 토크 변동에 의하여 기어가 연속적으로 충돌할 때 발생하는 소음을 기어의 래틀 소음(rattle noise)이라고 한다<sup>[2]</sup>.

동력전달계의 래틀 소음 분석에 대하여 차량 구동계의 래틀 소음의 원인이 되는 비틀림 진동 특성에 대한 연구<sup>[3-5]</sup>, 차량 구동계의 래틀 소음 분석 및 저감에 대한 연구<sup>[6-7]</sup> 등이 수행되었다. 그러나 차량 구동계의 가솔린 엔진과 디젤 엔진은 트랙터용 디젤 엔진에 비하여 동일한 회전속도에서 엔진의 토크 변동이 크지 않다. 그렇기 때문에 차량 구동계의 연구 결과를 트랙터 동력전달계에 그대로 적용하기에는 무리가 있다.

농업용 트랙터에 대한 연구는 트랙터 자체보다는 작업기를 장착한 트랙터의 성능 분석 및 평가와 작업 능률에 관한 연구<sup>[8-16]</sup>가 대부분이며, 트랙터 및 작업기에 의해 발생하는 진동과 소음에 대한 연구는 많이 부족한 실정이다. 박영준 등은 국내외 트랙터 PTO 전동라인의 래틀 소음 수준을 비교 분석하는 연구를 진행하여 국내 트랙터의 국제 경쟁력 증대를 위한 방향을 제시하였다<sup>[2]</sup>. 하지만 공진 현상(resonance)이 발생하지 않는 트랙터에서의 래틀 소음을 분석하였기 때문에 분석 결과가 공진 상태의 시스템에서도 동일한 경향성을 나타내는지 판단할 수 없다는 한계가 있었다.

본 연구에서는 트랙터 PTO 전동라인의 래틀 소음을 평가하기 위한 시험과 비틀림 진동을 분석하기 위한 각속도 시험을 수행하였다. 또한, 공진 현상을 확인하기 위하여 트랙터 PTO 전동라인의 시뮬레이션 모형을 개발하였고, 개발된 모형을 이용한 모드 해석(modal analysis)으로 PTO 전동라인의 공진 유무를 확인하였다.

**Table 1 Specification of tractor used in this study**

Items	Specification	
Weight, kg	3,400	
Engine	Rated power/speed, kW/rpm	75/2200
	Rated torque, Nm	430
	Displacement, cc	3400
PTO	Speed, rpm	540/750/1000
	Driveline type	Direct

## 2. PTO 전동라인의 래틀 소음 분석

### 2.1 시험대상 트랙터

시험에 사용된 트랙터는 출력 75 kW(101 hp), 정격 회전수 2200 rpm인 디젤 엔진을 탑재하고 전·후진 파워셔틀(power shuttle)을 장착한 중형 트랙터이다. 시험 트랙터의 동력전달계는 엔진, 클러치, 변속기, 차동장치, 최종 감속기어, 최종 구동축으로 구성된다. 변속기는 전후진 변속, 주변속 1, 2, 3, 4단 및 부변속 H, M, L로 구성되며, PTO 변속부는 독립형으로 3단 변속이 가능하다. 트랙터에 대한 상세 제원은 표 1과 같다.

### 2.2 PTO 전동라인의 래틀 소음 측정

PTO 전동라인의 래틀 소음 측정과 분석은 그림 1의 순서에 따라 수행되었다. 또한, 측정 및 신호 처리에 사용된 장비의 제원은 표 2와 같다.

래틀 소음 측정은 엔진 공회전(idle) 속도인 850 rpm에서 수행되었다. 엔진의 팽창 행정 주기(엔진의 가진 주파수)와 래틀 소음의 관계를 구명하기 위하여 그림 2와 같이 PTO 변속부 주변 하우징에

**Table 2 Specifications of equipments used for measurement and analysis of rattle noise**

Equipment	Model	Specification
Signal analyzer	B&K	4ch. signal analyzer
	3560	50 to 6400 line FFT
Microphone	B&K	Sensitivity: 50mV/Pa
	4190	Freq.range: 1Hz~20kHz
Accelerometer	B&K	Sensitivity: 31.0pC/g(±2%)
	4382	Freq.range: 0.1Hz~8.4kHz

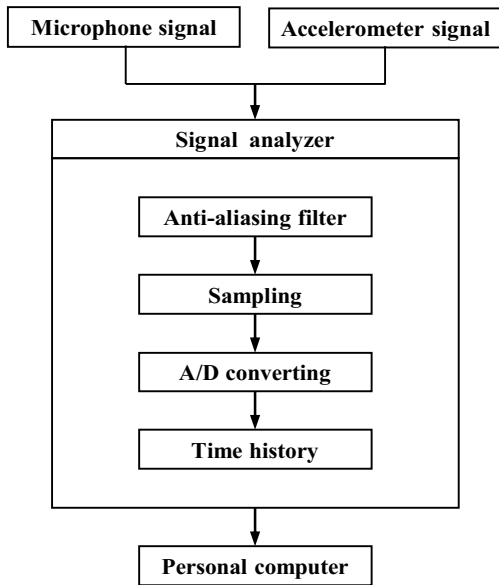
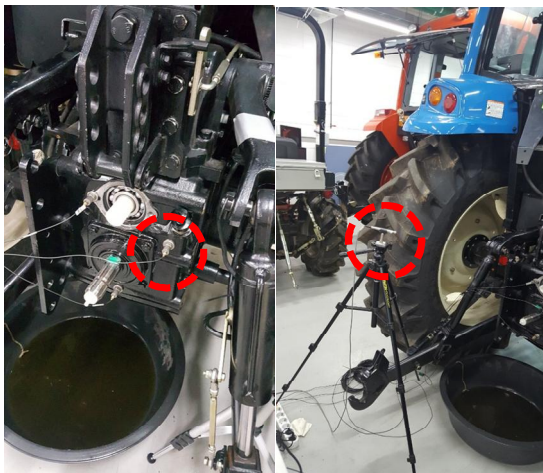


Fig. 1 Block diagram of rattle noise measurement and analysis



(a) Accelerometer (b) Microphone

Fig. 2 Location of measuring sensors installed on the tractor

가속도계를 설치하여 진동을 측정하였으며, PTO 출력축 중심에서 수평 후방으로 1 m, 지면에서 1.6 m 떨어진 곳에 마이크로폰을 설치하여 소음을 측정하였다.

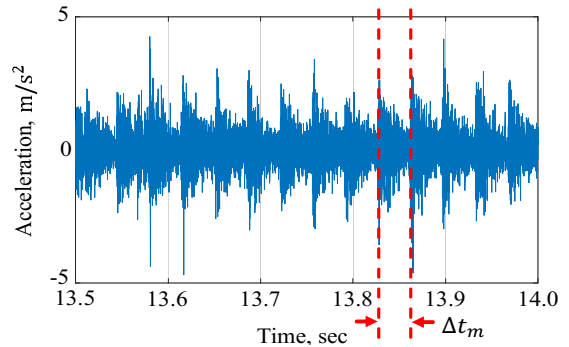


Fig. 3 Time history of rattle noise at engine speed of 850rpm

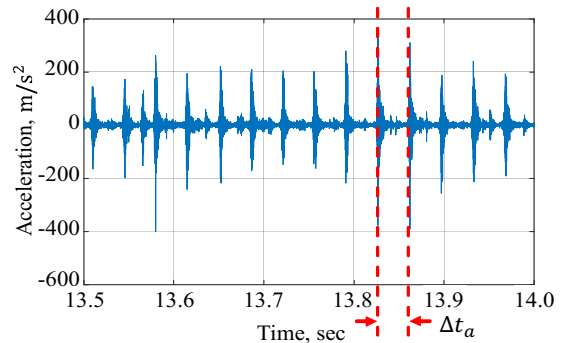


Fig. 4 Time history of acceleration at engine speed of 850rpm

PTO 전동라인의 래틀 소음은 그림 3에서 보는 것과 같이 음압의 피크값이 주기적으로 나타났고, 주기( $\Delta t_m$ )는 0.035초이며, 주파수는 28.57 Hz이었다. PTO 변속부 주변 하우징에서 측정된 진동의 피크값은 래틀 소음과 마찬가지로 주기적인 특성을 보였고, 그림 4와 같이 진동 주기( $\Delta t_a$ )는 0.035초이며, 주파수는 28.57 Hz이었다.

엔진의 지배적인 차수는 실린더 개수와 행정 수의 관계로 차수를 정의할 수 있다. 식 (1)에서 계산한 지배적인 차수를 이용하여 엔진의 가진 주파수를 구할 수 있다. 식 (2)로 공회전 시 엔진의 가진 주파수는 28.3 Hz이며, 래틀 소음 및 진동 주파수와 거의 일치하였다. 즉, 래틀 소음의 주기는 엔진의 팽창 행정 주기와 일치하므로 엔진의 팽창 행정에 의한 토크 변동(torque fluctuation)으로 인

하여 PTO 전동라인의 기어가 충돌하는 래틀 소음이 발생하는 것으로 판단된다<sup>[17]</sup>.

$$OREDR_{dominant} = \frac{N_{cylinder}}{N_{cycle}/2} \quad (1)$$

여기서,

$ORDER_{dominant}$  = dominant order of engine

$N_{cylinder}$  = number of cylinder

$N_{cycle}$  = cycle number of engine

$$f = \frac{n \cdot ORDER_{dominant}}{60} \quad (2)$$

여기서,

$f$  = engine excitation frequency, Hz

$n$  = engine speed, rpm

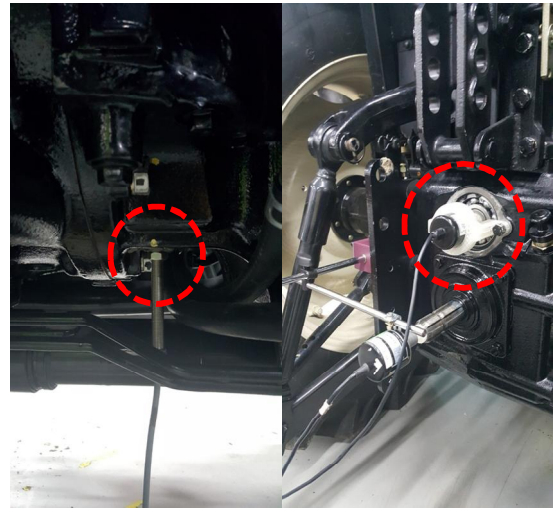
### 3. PTO 전동라인의 각속도 시험

PTO 전동라인의 비틀림 진동이 래틀 소음에 미치는 영향을 분석하기 위하여 각속도 시험을 수행하였다. 엔진 플라이휠의 각속도 변동 대비 PTO 구동축의 각속도 변동인 비틀림 진동은 래틀 소음의 주요 원인 중의 하나이다. PTO 구동축의 각속도 변동이 증가할수록 PTO 변속부의 구동 기어( driving gear)와 피동 기어(driven gear) 사이에 상대 각속도가 증가하여 래틀 소음이 발생한다<sup>[18]</sup>.

PTO 전동라인의 각속도는 엔진 플라이휠과 PTO 구동축에서 측정하였다. 엔진 플라이휠의 각속도는 마그네틱 픽업 센서를 사용하여 측정하였다. 비접촉 방식인 마그네틱 픽업 센서는 플라이휠의 기어 이와 1 mm 이내의 거리에 플라이휠 기어의 피치원과 수직으로 설치하였다. PTO 구동축의 각속도는 로터리 엔코더를 사용하여 측정하였다. 그림 5(a)와 5(b)는 각각 플라이휠 하우징에 마그네틱 픽업 센서와, PTO 구동축에 로터리 엔코더를 설치한 사진이다. 표 3은 각속도 측정에 사용된 장비

의 제원을 정리한 것이다.

PTO 전동라인의 비틀림 진동은 엔진 공회전 상태인 850 rpm, 900 rpm, 1000 rpm, 1100 rpm, 1200 rpm, 1300 rpm, 1400 rpm, 1500 rpm 에 대하여 측



(a) Magnetic pick-up at flywheel (b) Rotary encoder at PTO drive shaft

Fig. 5 Location of measuring sensors installed on the tractor

Table 3 Specifications of equipments used for measurement and analysis of angular velocity

Equipment	Model	Specification
DAQ	DEWE-43	Sampling rate : 200 kS/sec Counter time base : 102.4 MHz Counter resolution : 32 bit
F/V converter	COCO RESEARCH KAZ-723A	Input frequency range : 0.04 ~ 200 kHz Resolution : 6.25ns
Magnetic pick-up sensor	Photos 1101 series	Voltage output : 15V. peak – peak Resistance : 350ohms
Rotary encoder	Autonics E50S8-500-3-T-24	Incremental type Rotation per pulse No.: 500 Output phase : A.B.Z

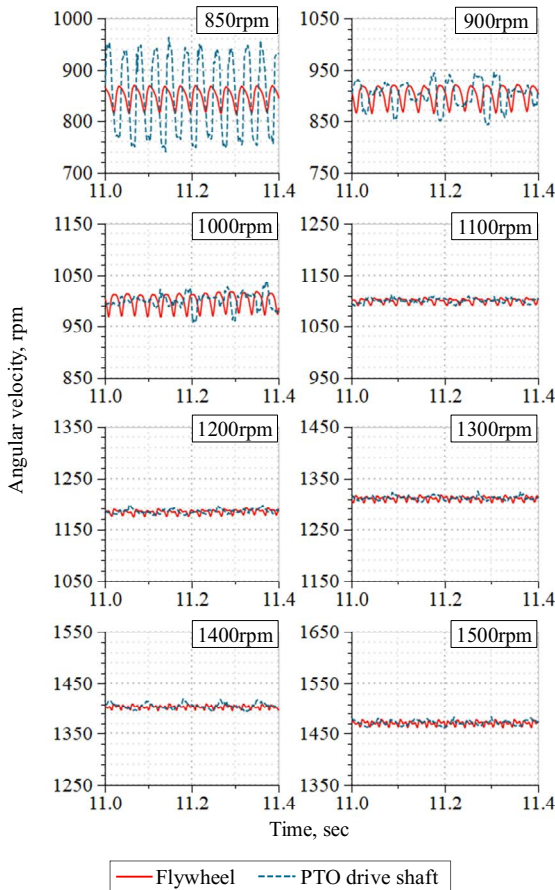


Fig. 6 Comparison of angular velocities between flywheel and PTO drive shaft

정하였다. 그림 6은 엔진 회전속도에 따른 플라이휠과 PTO 구동축의 각속도 변동을 비교한 것이다. 빨간 실선이 엔진 플라이휠의 각속도 변동을, 파란 점선이 PTO 구동축의 각속도 변동을 나타낸다. 시험 결과, 850 rpm에서 엔진 플라이휠의 각속도 변동 대비 PTO 구동축의 각속도 변동이 다른 엔진 회전속도에 비하여 과도하게 증폭된 것을 확인할 수 있었다. 그림 7은 엔진 플라이휠의 각속도에 대한 PTO 구동축 기어의 각속도의 비(ratio), 즉 입력 대비 출력의 진폭비를 그래프로 나타낸 것이다. 850 rpm에서 진폭비는 4 이상이었으나, 900 ~ 1500 rpm에서 진폭비가 1 미만인 것을 확인하였다. 이는 엔진 회전속도가 850 rpm일

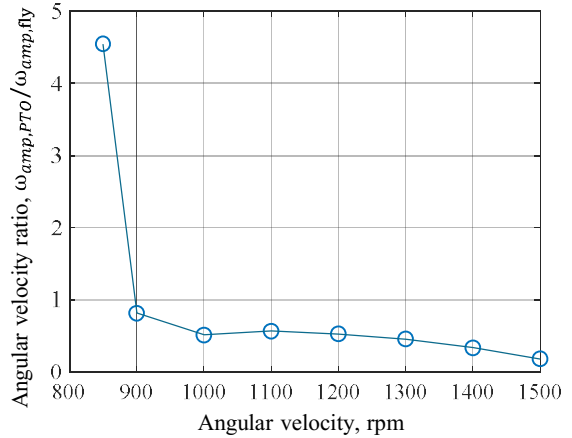


Fig. 7 The angular velocity ratio of the flywheel and PTO drive shaft with respect to engine speed

때 엔진의 팽창 행정에 의한 가진이 시험 트랙터의 PTO 전동라인에 공진을 유발한 것으로 예측되었다.

#### 4. 공진 확인을 위한 PTO 전동라인의 시뮬레이션 모형 개발

엔진 공회전 속도인 850 rpm에서의 PTO 구동축의 과도한 각속도 변동이 공진 현상에 의한 것인가를 판단하기 위하여 모드 해석을 통한 PTO 전동라인의 고유 진동수를 계산하였으며, 이를 엔진의 가진 주파수와 비교하였다.

##### 4.1 PTO 전동라인의 물성치

PTO 전동라인의 회전 운동에 영향을 미치는 요소는 질량관성모멘트, 비틀림 강성 및 비틀림 감쇠 계수이며, 이 값들은 PTO 전동라인 구성품의 형상, 크기, 재질을 이용하여 도출하였다. 부품들의 질량관성모멘트와 비틀림 강성은 3차원 모델링 소프트웨어(3D CAD)를 이용하여 도출하였다. 비틀림 감쇠 계수는 질량관성모멘트와 강성을 이용하여 계산하였고 사용된 감쇠비는 0.008이다<sup>[19]</sup>. 표 4는 전동축, PTO 클러치, 기어의 물성치를 나타낸 것이다.

**Table 4 Property of PTO driveline components**

Name	J, kg.mm <sup>2</sup>	k, Nm/rad	c, Nm.sec/rad
Flywheel	854450.0	--	--
Torsional damper	--	1392.3	0.477
PTO input shaft	19841.0	16391.2	0.068
Drive shaft #1	332.3	14117.2	0.034
PTO clutch	19156.7	--	--
Drive shaft #2	1266.2	19016.5	0.078
Drive shaft #3	2023.6	66613.6	0.185
Gear (58T)	19673.7	--	--
Gear (55T)	23087.6	--	--
Gear (51T)	10488.1	--	--
Output shaft	6637.3	--	--

### 4.2 PTO 전동라인의 모형화

PTO 전동라인은 그림 8과 같이 엔진 플라이휠, 비틀림 댐퍼(메인 댐퍼), 4개의 PTO 전동축, PTO 클러치, PTO 변속부로 구성된다. 엔진의 입력 토크는 비틀림 댐퍼를 거쳐 PTO 클러치로 전달된다. 클러치에 전달된 토크는 PTO 구동축을 지나 PTO 변속부의 구동 기어(driving gear) 및 피동 기어(driven gear)로 전달되며, 최종적으로 PTO 출력축에 전달된다.

모형화의 목적이 PTO 전동라인의 고유 진동수를 예측하는 것이기 때문에 모형을 단순화하기 위

하여 그림 9와 같이 PTO 출력축의 기어부를 단순화시켰다. 이때 물려있는 구동 기어(driving gear)와 피동 기어(driven gear)쌍 1, 2, 3은 등가 질량관성모멘트 이론을 적용하였다<sup>[20]</sup>.

등가 질량관성모멘트를 적용한 PTO 전동라인 모형은 엔진 플라이휠, PTO 클러치, 4개의 축으로 이루어진 6 자유도(degree of freedom, DOF) 시스템으로 구성하였으며, 전동라인의 고유 진동수 해석에 비틀림 감쇠계수는 크게 영향을 미치지 않으므로 각 요소들은 비틀림 강성만으로 연결하였다.

### 4.3 PTO 전동라인의 운동 방정식

모형화한 PTO 전동라인의 운동 방정식은 식 (3)과 같이 행렬식으로 나타낼 수 있다<sup>[21,22]</sup>.

$$[J] \{\ddot{\theta}\} + [C] \{\dot{\theta}\} + [K] \{\theta\} = \{T\} \quad (3)$$

여기서,

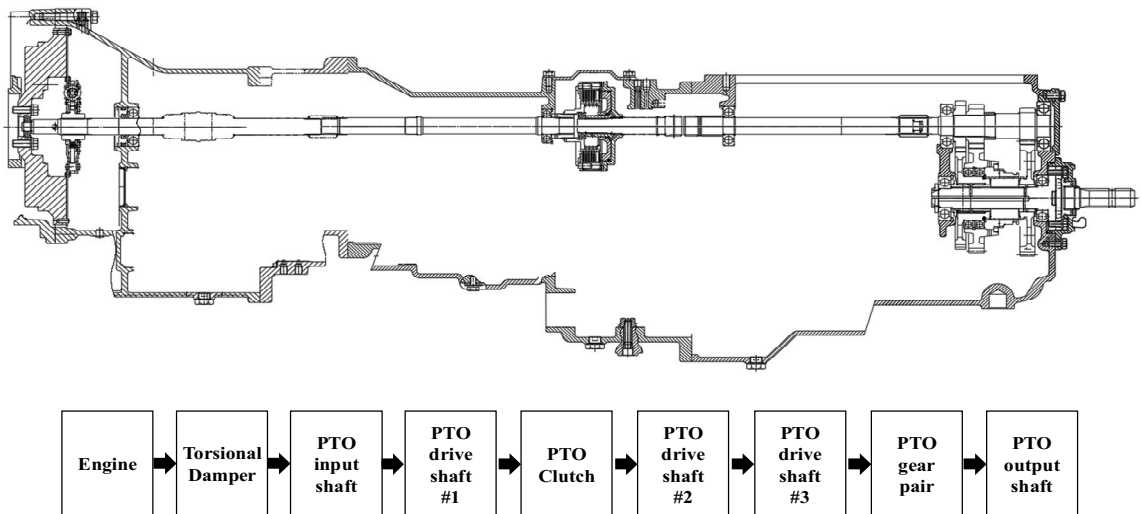
$[J]$  = mass inertia moment of inertia matrix

$[C]$  = torsional damping coefficient matrix

$[K]$  = torsional stiffness matrix

$\{\theta\}$  = angular displacement vector of each components

$\{T\}$  = torque vector



**Fig. 8 PTO driveline and block diagram**

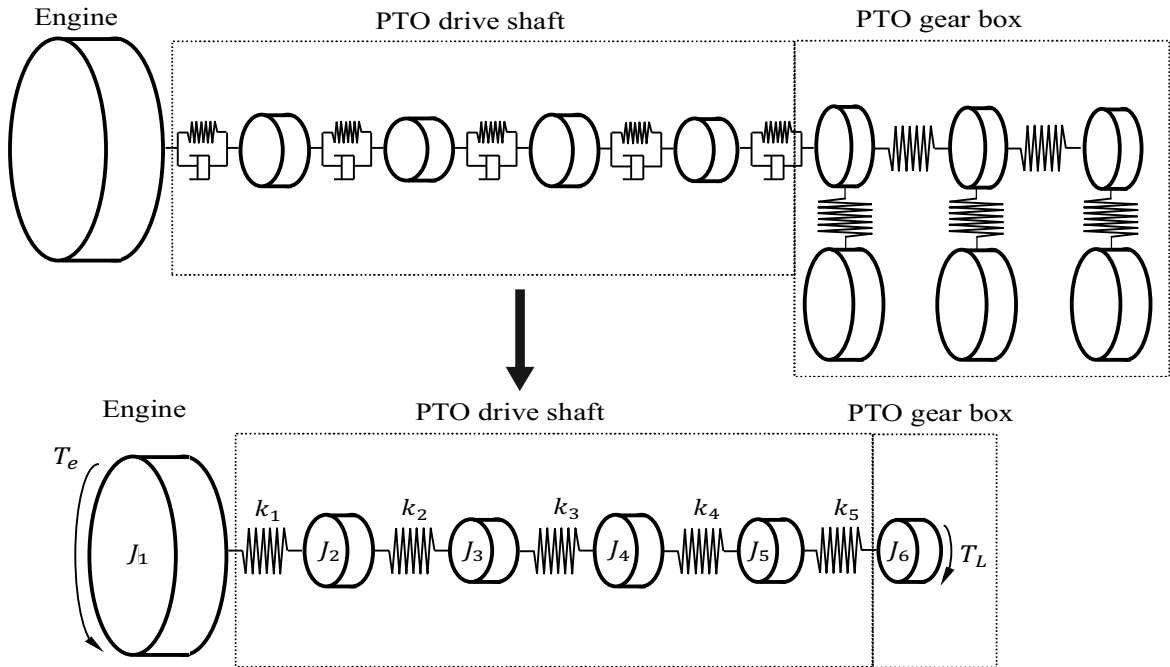


Fig. 9 Model of the whole PTO driveline and 6 DOF model of the PTO driveline

운동 방정식의 계수 행렬  $[J]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$  및 벡터  $\{\theta\}$ ,  $\{T\}$ 는 부록에서와 같다.

#### 4.4 PTO 전동라인의 모드 해석

모드 해석을 위한 PTO 전동라인의 특성방정식은 식 (4)와 같이 나타낼 수 있으며, 특성방정식을 이용하여 시스템의 고유값(eigenvalue)을 계산할 수 있다. 식 (4)를 계산하여 얻은 고유값과 고유진동수의 관계는 식 (5)로 나타낼 수 있다.

표 5는 질량관성모멘트 행렬과 비틀림 강성의 물성치를 정리한 것이고, 표 6은 식 (4)와 (5)를 이용하여 PTO 전동라인의 고유진동수를 계산한 것이다.

$$\det(K - \lambda J) = 0 \quad (4)$$

$$\lambda_n = \omega_n^{2n} \quad (5)$$

$n=1, 2, \dots, n$

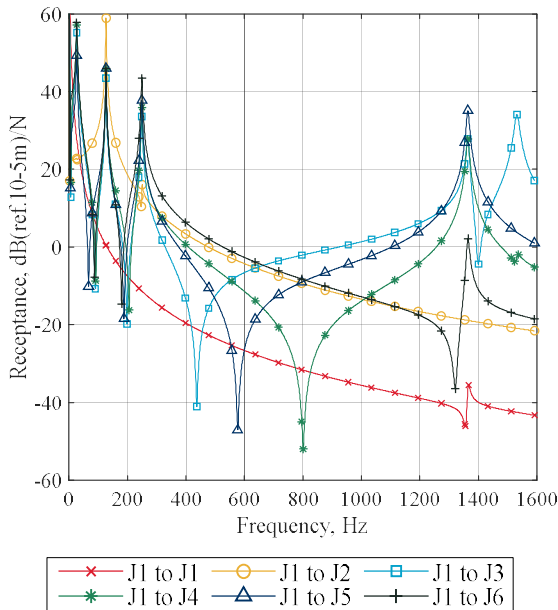
Table 5 Property of mass moment of inertia and torsional stiffness

Mass moment of inertia, kg.mm <sup>2</sup>		Torsional stiffness, N.m/rad	
$J_1$	854450	$k_1$	1392.3
$J_2$	19841.0	$k_2$	16391.3
$J_3$	332.3	$k_3$	14117.2
$J_4$	19156.7	$k_4$	19016.5
$J_5$	1266.2	$k_5$	66613.6
$J_6$	9401.4	-	-

Table 6 Natural frequencies of PTO driveline

Number	Natural frequency, Hz
1	0.0
2	26.4
3	125.3
4	248.8
5	1364.0
6	1531.5





**Fig. 10** Frequency response function of 6-DOF PTO driveline model

그림 10은 본 연구에서 개발한 6자유도 PTO 전동라인의 주파수 응답 함수(frequency response function, FRF)를 그래프로 나타낸 것이다. 강체 모드를 포함하여 6차 모드까지 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

PTO 전동라인의 고유 진동수 해석 결과, 엔진 회전속도가 850 rpm일 때의 가진 주파수인 28.33 Hz는 강체 모드(rigid mode)인 0 Hz를 제외한 첫 번째 고유 진동수인 26.37 Hz와 매우 근접해 있음을 확인할 수 있었다. 따라서 PTO 전동라인에서 공진이 발생하여 PTO 구동축 기어에서 과도한 각속도 변동이 발생한 것으로 판단된다.

## 5. 결론

본 연구의 목적은 트랙터 PTO 전동라인의 래틀 소음의 특성과 공진 현상을 분석하고, 공진 현상을 확인하기 위한 PTO 전동라인 모형을 개발하는 것이다.

래틀 소음을 엔진 플라이휠과 PTO 출력축에서

측정한 결과, 엔진의 팽창 주기와 래틀 소음의 주기가 일치하였다. 따라서 래틀 소음의 원인은 엔진의 팽창 행정에 의해 PTO 구동 기어(driving gear) 및 피동 기어(driven gear)가 충돌하는 것이라 판단된다.

PTO 구동 기어(driving gear) 및 피동 기어(driven gear)의 충돌에 원인이 되는 비틀림 진동인 PTO 구동축의 각속도를 측정한 결과, PTO 구동축의 각속도 변동은 엔진 플라이휠의 각속도 변동보다 과도하게 증폭되는 것을 확인할 수 있었다. 엔진의 가진 주파수가 트랙터 동력전달계의 고유 진동수에 근접하여 공진 현상이 발생하였고, 공진 현상에 의해 PTO 구동축의 각속도 변동이 과도하게 증폭된 것으로 판단되었다.

공진 확인을 위해 PTO 전동라인을 모형화하여 모드 해석을 수행하였다. 특성방정식을 이용하여 모드 해석을 진행한 결과, PTO 전동라인의 고유 진동수는 강체 모드인 0 Hz를 제외한 첫 번째 고유 진동수인 26.4 Hz로 계산되었다. 엔진 회전속도 850 rpm일 때의 가진 주파수가 28.33 Hz임을 고려하면 공진 영역에 근접하였다고 볼 수 있으며, 공진 영역에 근접하여 PTO 구동축의 각속도 변동이 과도하게 발생했다고 판단하였다.

추후 연구에서는 공진이 발생한 PTO 전동라인의 래틀 소음 저감과 공진 영역 회피를 위한 방안을 제시할 것이다.

## 후 기

"The co-author of this paper, In-Kyung Shin, contributed equally to the lead author. Thank you."

## REFERENCES

1. Jung, W. J., Oh, J. S., Park, Y. N., Kim, D. C., and Park, Y. J., "Optimization of the Suspension Design to Reduce the Ride Vibration of 90kW-Class Tractor Cabin," Journal of Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 16, No. 5, pp. 91-98, 2017.



2. Park, Y. J., and Kim, K. U., "Reduction of rattle noise of a direct engine-PTO driveline of agricultural tractors: Part I. Measurement and analysis of PTO rattle noise," Transactions of the ASABE, Vol. 52, No. 1, pp. 15-20, 2009.
3. Choi, E. O., Kim, H. S., and Hong, D. P., "A study on the characteristics of torsional vibration for 4\* 4 vehicles drivetrain," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A, Vol. 21, No. 11, pp. 1957-1964, 1997.
4. Ahn, B. M., and Hong, D. P., "Torsional free vibration analysis of heavy duty powertrain," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A, Vol. 22, No. 2, pp. 437-443, 1998.
5. Choi, M. S., Moon, D. H., and Sim, J. M., "Development of Computer Program of Torsional Vibration Analysis for Design of Diesel Engine Propulsion Shafting," Journal of the Korea Society For Power System Engineering, Vol. 7, No. 2, pp. 23-28, 2003.
6. Hong, D. P., Chung, T. J., and Tae, S. H., "A Study for a Automotive Neutral Gear Rattle and the Clutch Torsional Characteristics," Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 3, No. 2, pp. 30-41, 1995.
7. Ahn, B. M., Chang, I. D., and Hong, D. P., "A Study on the Idle Gear Rattle Vibration and Noise Reduction for Heavy Duty Truck," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A, Vol. 22, No. 4, pp. 762-767, 1998.
8. Lee, K. Y., Yoo, S. N., Han, B. H., Choi, Y., and Choi, I. S., "Design and Construction of a Pick-up Type Pulse Crop Harvester," J. of Biosystems Engineering, Vol. 42, No. 1, pp. 12-22, 2017.
9. Jin, B. O., Lee, M. H., Jo, J. S., Jung, H. J., Kim, C. H., and Kim, H. T., "Analysis of the Cutting Shape as a Function of Feed Rate and Cutting Speed of Korean and Japanese Combines," Journal of Biosystems Engineering , Vol. 42, No. 2, pp. 80-85, 2017.
10. Cho, Y. J., Choi, I. S., Kim, J. D., Oh, J. W., and Lee, D. H., "Performance Test of Fully Automatic Potato Seeding Machine by In-situ Process of Cutting Seeds," Journal of Biosystems Engineering, Vol. 42, No. 3, pp. 147-154, 2017.
11. Nam, J. S., Kang, Y. S., Kim, S. B., and Kim, D. C. "Factorial Experiment for Drum-type Secondary Separating Part of Self-propelled Pepper Harvester," Journal of Biosystems Engineering, Vol. 42, No. 4, pp. 242-250, 2017.
12. Han, J. W., Moon, S. G., Lee, G. H., and Kang, D. S., "Experimental Method for Durability Evaluation of a Chisel Mounted on a Composite Working Implement," Journal of Biosystems Engineering , Vol. 42, No. 4, pp. 251-257, 2017.
13. Jo, J. S., Okyere, F. G., Jo, J. M., and Kim, H. T., "A Study on Improving the Performance of the Planting Device of a Vegetable Transplanter," Journal of Biosystems Engineering , Vol. 43, No. 3, pp. 202-210, 2018.
14. Okyere, F. G., Moon, B. E., Qasim, W., Basak, J. K., Kahn, F., Kang, D. S., Yoon, Y. C., and Kim, H. T., "Tillage Operational Analysis Based on Soil Moisture Content, Machine Speed, and Disc Space of Compact Disc Harrow," Journal of Biosystems Engineering , Vol. 43, No. 3, pp. 161-172, 2018.
15. Choi, K. J., Oh, J. S., Ahn, D. V., Park, S. U., Kim, H. S., and Park, Y. J., "Experimental Study of the Dynamic Characteristics of Rubber Mounts for Agricultural Tractor Cabin," Journal of Biosystems Engineering , Vol. 43, No. 4, pp. 255-262, 2018.
16. Chung, W. J., Choi, K. J., Oh, J. S., Lee, K. H., and Park, Y. J., "Analytical Study on Improvement in Load Sharing for Planetary Gear

Set using Floating Ring Gear,” Journal of Biosystems Engineering, Vol. 43, No. 4, pp. 263-272, 2018.

17. Weidner, G., and Lechner, G., “Rattling vibrations in automotive transmissions,” JSME International conference on motion and power transmissions, Vol. 1, pp. 37-42, 1991.
18. Park, Y. J., and Kim, K. U., "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, Vol. 52, No. 2, pp. 369-374, 2009.
19. Neville, F. R., “Vibration in geared systems,” Machine Design, September, pp. 164-173, 1965.
20. Moon, S. G., Park, Y. J., and Lee, G. H., "Determination of Equivalent Moment of Inertia of Flywheel for Inertial Endurance Test of Excavator Slewing System," Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 34, No. 6, pp. 383-390, 2017.
21. Singh, R., Xie, H., and Comparin, R. J., “Analysis of automotive neutral gear rattle,” Journal of Sound and Vibration, Vol. 131, No. 2, pp. 177-196, 1989.
22. Szadkowski, “Mathematical model and computer simulation of idle gear rattle,” SAE Technical Paper, No. 910641, 1991.

## 부 록

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2+k_3 & -k_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 & k_3+k_4 & -k_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 & k_4+k_5 & -k_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_5 & k_5 \end{bmatrix}$$

$$[J] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_6 \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1+c_2 & -c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2+c_3 & -c_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_3 & c_3+c_4 & -c_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_4 & c_4+c_5 & -c_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_5 & c_5 \end{bmatrix}$$

$$[\theta] = \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \\ \theta_6 \end{bmatrix}$$

$$[T] = \begin{bmatrix} T_e \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -T_L \end{bmatrix}$$