

# 비틀림 댐퍼를 이용한 PTO 전동라인의 치타음 감소 방안 Reduction of Rattle Noise of PTO Driveline using Torsional Damper

박영준\*  
정회원  
Y. J. Park

김경욱\*  
정회원  
K. U. Kim

## 1. 서론

엔진 직결식 PTO 전동라인의 변속부에는 구동 기어와 피동 기어의 충돌에 의한 치타음이 발생한다. 치타음의 발생 원인은 엔진의 토크 변동에 의한 구동 기어와 피동 기어의 각변위와 각속도 차이에 있다. 치타음을 줄이기 위해서는 두 기어의 각변위와 각속도 차이를 감소시켜야 한다.

전동라인의 구조를 변경하지 않는 범위에서 치타음을 줄일 수 있는 방안에는 구동 기어의 각속도 변동을 감소시키는 것이 있다. 즉, 엔진에서 구동 기어로 전달되는 각속도 변동을 감소시키는 것이다. PTO 변속부에서 구동 기어의 각속도 변동을 감소시키는 방안에는 플라이휠의 질량 관성 모멘트를 증가시키는 방안, 공회전 시 엔진 속도를 증가시키는 방안, 구동 기어의 각속도 변동을 줄이기 위한 비틀림 댐퍼(torsional damper)의 설치 방안 등이 있다. 플라이휠의 질량 관성 모멘트를 증가시키는 방안은 트랙터의 무게가 증가하기 때문에 트랙터의 가·감속성이 나빠지고, 공회전 시 엔진의 속도를 증가시키는 방안은 연료 소비가 증가되는 단점이 있다. 비틀림 댐퍼를 사용하는 방안은 비교적 문제점이 적고, 설치가 용이한 장점이 있다. 따라서 주어진 PTO 전동라인의 조건에서 최적화된 비틀림 댐퍼의 사용이 가장 효과

적인 방안으로 판단되었다.

본 연구에서는 비틀림 댐퍼를 추가한 11 자유도의 PTO 전동라인 모형을 개발하였고, 이 모형을 이용하여 비틀림 댐퍼의 설계 변수가 PTO 전동라인의 치타음에 미치는 영향을 구명하였다. 또한 구동 기어의 각속도 변동을 최소화하기 위한 비틀림 댐퍼 설계 변수의 최적값을 구하였다.

## 2. PTO 전동라인의 모형

### 가. 비틀림 댐퍼의 모형화

본 연구에서는 스프링이 2단으로 구성된 프리 댐퍼형 클러치 디스크를 비틀림 댐퍼로 모형화하였다. 비틀림 댐퍼는 구동축으로 전달되는 엔진의 각속도 변동을 감소시킨다. 1단 프리 댐퍼 스프링은 무부하 공회전 상태에서 토크 변동을 흡수하여 각속도 변동을 감소시키며 2단 메인 댐퍼 스프링은 전동 토크가 큰 경우에만 작동하도록 설계되어 있다.

그림 1은 비틀림 댐퍼의 모형을 나타낸 것이다. 모형의 변수는 질량 관성 모멘트, 프리 댐퍼 스프링의 비틀림 강성, 히스테리시스 토크, 작동각과 메인 댐퍼 스프링의 비틀림 강성, 히스테리시스 토크, 작동각으로 7개 변수이며, 자유도는 1이다.

\* 서울대학교 농업생명과학대학 바이오시스템·소재학부 바이오시스템공학전공

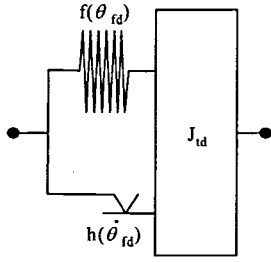


Fig. 1 Torsional damper model.

그림 2는 비틀림 댐퍼의 특성을 나타낸 것이다. 모형은 프리 댐퍼형을 기준으로 하였기 때문에 비틀림 강성과 작동 범위가 다른 2개의 스프링으로 구성하였다. 먼저, 프리 댐퍼 스프링이 작동하고 작용 토크가 특정한 값을 초과하면 메인 댐퍼 스프링이 작동한다. 각 스프링은 서로 다른 비틀림 강성과 히스테리시스 토크를 가지며, 메인 댐퍼 스프링의 비틀림 강성과 히스테리시스 토크가 프리 댐퍼 스프링에서보다 크다. 그림에서 비틀림 강성에 의한 토크,  $f(\theta_{fd})$ 는 작동 범위에 따라 식 (1)에서와 같이 표현할 수 있다.

$$f(\theta_{fd}) = \begin{cases} k_{id3}\theta_{fd} + (k_{id3} - k_{id1})\phi_3, & -\phi_4 \leq \theta_{fd} < -\phi_3 \\ k_{id1}\theta_{fd}, & -\phi_3 \leq \theta_{fd} \leq \phi_1 \\ k_{id2}\theta_{fd} - (k_{id2} - k_{id1})\phi_1, & \phi_1 < \theta_{fd} \leq \phi_2 \end{cases} \quad (5.5)$$

여기서,  $k_{id1}$  = torsional stiffness of pre-damper spring, N.m/rad  
 $k_{id2}$  = positive torsional stiffness of main-damper spring, N.m/rad  
 $k_{id3}$  = negative torsional stiffness of main-damper spring, N.m/rad  
 $\theta_{fd}$  = relative angular displacement between flywheel and damper, rad  
 $\phi_i$  = working range of damper, rad.

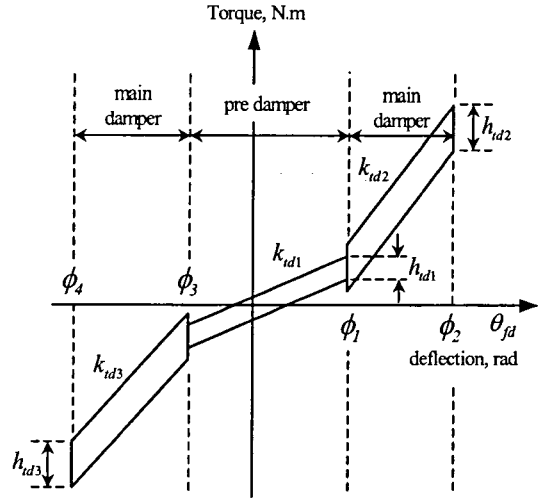


Fig. 2 Characteristic of torsional stiffness and hysteresis torque of damper.

또한, 히스테리시스에 의한 토크,  $h(\dot{\theta}_{fd})$ 는 식 (2)에서와 같이 표현할 수 있다. 본 연구에서 히스테리시스 토크는 건마찰 히스테리시스에 의한 것으로 가정하였다.

$$h(\dot{\theta}_{fd}) = \begin{cases} \text{when } \dot{\theta}_{fd} > 0 \\ \quad h_{id3}/2, & -\phi_4 \leq \theta_{fd} < -\phi_3 \\ \quad h_{id1}/2, & -\phi_3 \leq \theta_{fd} \leq \phi_1 \\ \quad h_{id2}/2, & \phi_1 < \theta_{fd} \leq \phi_2 \\ \text{when } \dot{\theta}_{fd} < 0 \\ \quad -h_{id3}/2, & -\phi_4 \leq \theta_{fd} < -\phi_3 \\ \quad -h_{id1}/2, & -\phi_3 \leq \theta_{fd} \leq \phi_1 \\ \quad -h_{id2}/2, & \phi_1 < \theta_{fd} \leq \phi_2 \end{cases} \quad (5.6)$$

여기서,  $h_{id1}$  = hysteresis torque of pre-damper spring, N.m  
 $h_{id2}$  = positive hysteresis torque of main-damper spring, N.m  
 $h_{id3}$  = negative hysteresis torque of main-damper spring, N.m  
 $\dot{\theta}_{fd}$  = relative angular velocity between flywheel and damper, rad/s.

### 나. PTO 전동라인의 모형화

그림 3은 비틀림 댐퍼를 포함한 PTO 전동라인의 모형을 나타낸 것이다. 모형은 27개의 요소로 구성하였으며 자유도는 11로 하였다. 이 모형을 이용하여 비틀림 댐퍼를 설치하였을 때 엔진으로부터 구동 기어로 전달되는 각속도 변동을 예측하였다.

### 3. PTO 전동라인 모형의 검증

모형 검증을 위한 실험은 치타음이 가장 크게 발생하는 조건에서 실시하였다. 엔진 속도는 무부하 상태에서 공회전 속도인 890 rpm으로 하였으며, PTO 변속은 중립으로 하였다. 오일의 온도 변화에 의한 저항 토크의 변화를 최소화하기 위하여 실험은 엔진 시동 20분 후부터 진행하였다.

모형 검증은 댐퍼를 설치한 PTO 전동라인의 모형을 이용하여 얻은 플라이휠, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도와 실험으로 측정된 이들의 각속도를 비교하는 방법으로 실시하였다.

그림 4는 모형 검증 실험에서 측정된 플라이휠, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도와 전동라인 모형으로 예측한 각속도를 시간 영역에서 비교하여 나타낸 것이다. 모형 검증 실험에서 측정된 각속도와 모형으로 예측한 각속도는 유사한 경향을 나타내었으며, 각속도의 변동 주기도 동일한 것으로 나타났다. 모형으로 예측한 플라이휠, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도 변동폭이 측정 결과와 동일하였으며, 각 변동폭의 최대값과 최소값도 유사한 위치에서 나타났다.

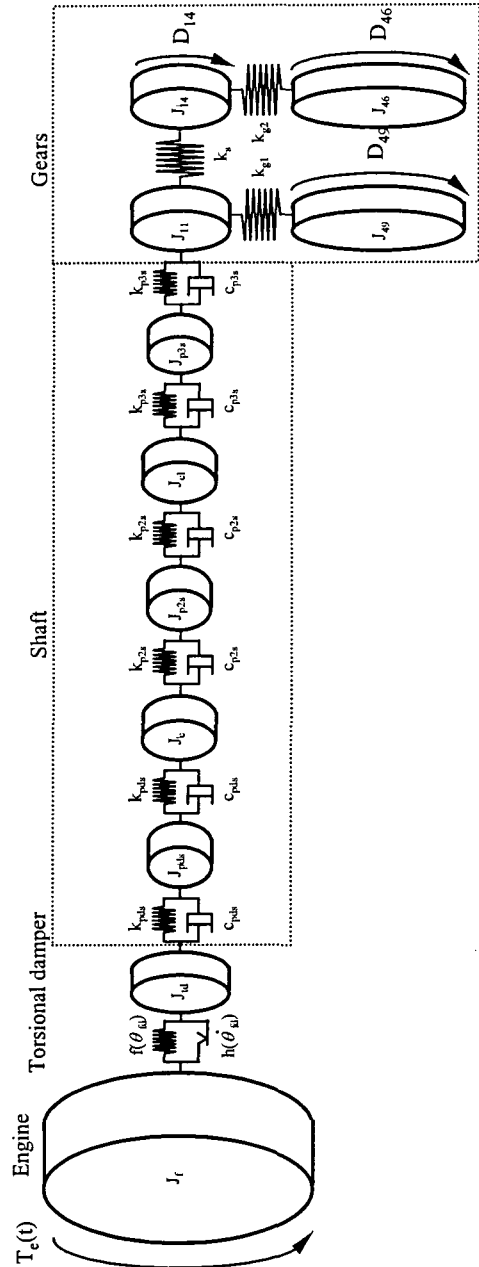


Fig. 3 Model of PTO driveline including a torsional damper.

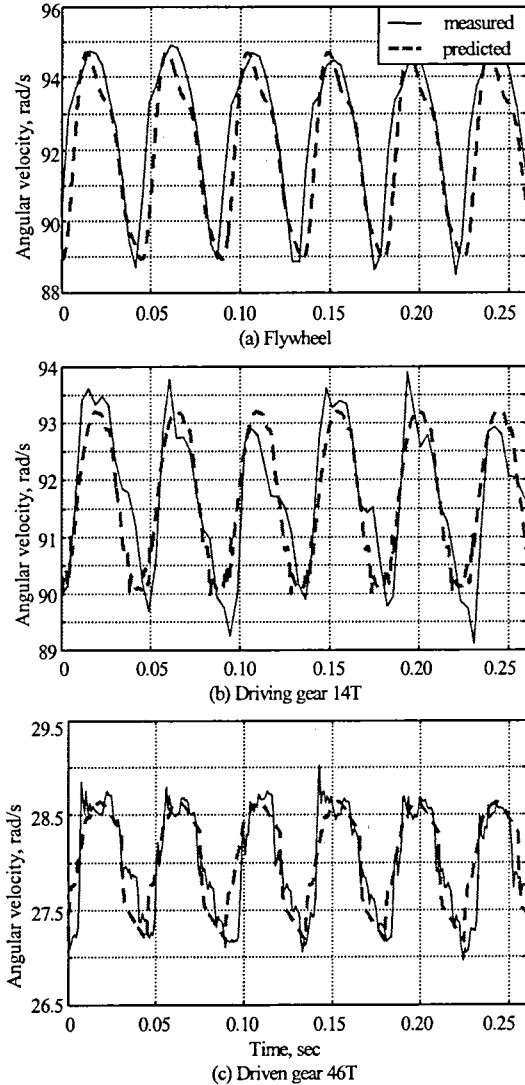


Fig. 4 Predicted and measured angular velocities in time domain using PTO driveline with a pre-damper.

#### 4. 비틀림 댐퍼의 요인별 영향 분석

비틀림 댐퍼를 이용하여 치타음을 줄이기 위해서는 댐퍼의 설계 변수를 적절한 값으로 설정하여야 한다. 비틀림 댐퍼의 설계 변수는 비틀림 강성과 히스테리시스 토크이다. 즉, 치타음을 줄이기 위하여 구동 기어의 각속도 변동을 최소화할 수 있는 설계 변수인 비틀림 강성과 히스테리시스 토크의 값을 찾아야 한다. 설계

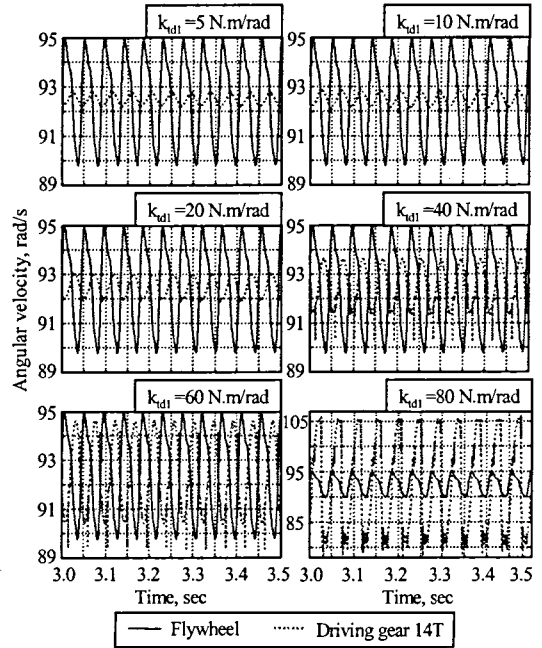


Fig. 5 Variation of angular velocities of flywheel and driving gear 14T by torsional stiffness of damper.

변수의 최적값을 구하기 위하여 클러치 디스크의 작동 범위는 일반적으로 사용되는  $-3^{\circ} \sim 6^{\circ}$ 로 하였다.

그림 5는 프리 댐퍼의 히스테리시스 토크  $h_{td1}$ 을 0.4 N.m로 고정하고 비틀림 강성  $k_{td1}$ 을 5, 10, 20, 40, 60, 80 N.m/rad로 변화시켰을 때 플라이휠과 PTO 변속부에 있는 구동 기어의 각속도 변동을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 구동 기어의 각속도는 비틀림 강성에 따라 크기가 변하였으며 비틀림 강성이 작을수록 각속도 변동폭이 작았다. 비틀림 강성  $k_{td1}$ 이 60 N.m/rad 이하일 때는 각속도 전달률이 1 이하이었으며 각속도 변동을 줄이는 데 효과가 있는 것으로 판단되었다. 그러나 비틀림 강성  $k_{td1}$ 이 70 N.m/rad 이상일 때는 각속도 전달률이 약 5로서 각속도 변동을 줄이는 데 효과가 없는 것으로 판단되었다.

그림 6은 댐퍼의 비틀림 강성에 따라 각속도

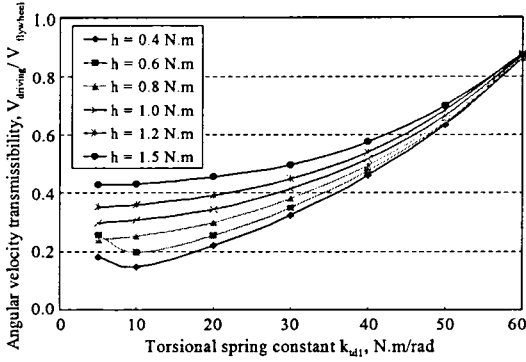


Fig. 6 Effect on angular velocity transmissibility of torsional stiffness of damper.

전달률을 1.5차 조화 성분의 크기비로 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 히스테리시스 토크가 0.4 N.m와 0.6 N.m일 때는 강성이 증가할수록 전달률이 감소하였다가 다시 증가하였다. 히스테리시스 토크의 범위가 0.8~1.5 N.m일 때의 가속도 전달률은 비틀림 강성이 증가할수록 증가하였으며, 히스테리시스 토크가 증가하면 가속도 전달률도 증가하였다.

그림 7은 프리 댐퍼의 비틀림 강성  $k_{d1}$ 을 10 N.m/rad로 고정하고 히스테리시스 토크  $h_{d1}$ 를 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.5 N.m로 변화시켰을 때 플라이휠과 PTO 변속부에 있는 구동 기어의 가속도 변동을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 구동 기어의 가속도는 히스테리시스 토크에 따라 크기가 변하였으며 히스테리시스 토크가 작을수록 가속도 변동폭이 작았다. 프리 댐퍼의 비틀림 강성  $k_{d1}$ 이 60 N.m/rad이고 히스테리시스 토크가 0.4~1.5 N.m일 때는 가속도 전달률이 1 이하이었으며 구동 기어에서 가속도 변동의 감소 효과가 나타났다. 그림 8은 댐퍼의 히스테리시스 토크에 따라 가속도 전달률을 1.5차 조화 성분의 크기비로 나타낸 것이다. 그림 8의 히스테리시스 토크와 전달률의 관계에서와 같이 비틀림 강성이 작은 경우에는 히스테리시스 토크가 증가함에 따라 전달률도 증가

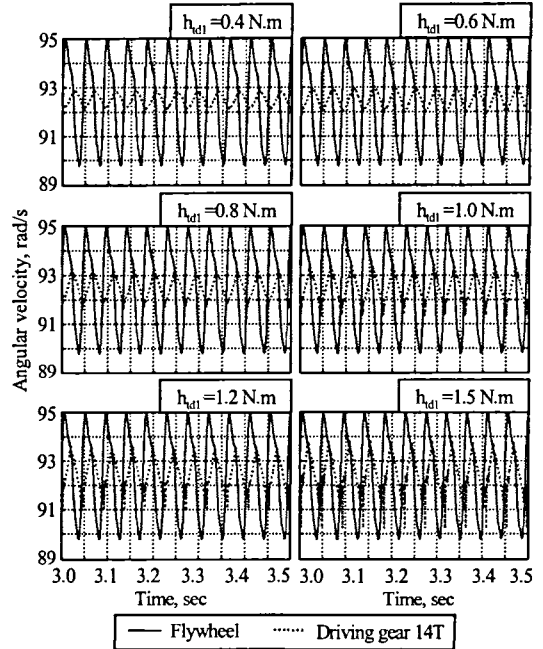


Fig. 7 Variation of angular velocities of flywheel and driving gear 14T by hysteresis torque of damper.

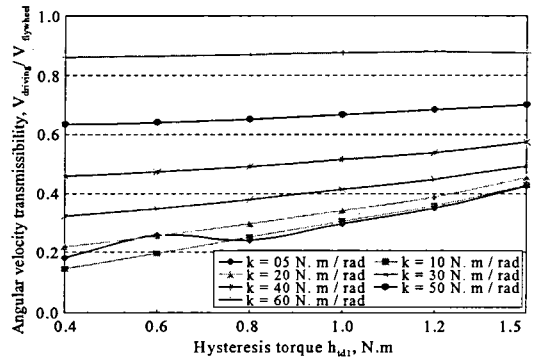


Fig. 8 Effect on angular velocity transmissibility of hysteresis of damper.

하였으나 비틀림 강성이 큰 경우에는 히스테리시스 토크에 관계없이 전달률은 일정하였다.

이상의 시뮬레이션 결과를 이용하여 비틀림 댐퍼의 최적 설계 변수의 값을 구하였다. 그림 6과 8에서와 같이 플라이휠에서 PTO 변속부의 구동 기어로 전달되는 가속도 변동을 최소

화하는 비틀림 강성과 히스테리시스 토크는 각각 10 N.m/rad, 0.4 N.m이었다. 비틀림 강성이 10 N.m/rad이고 히스테리시스 토크가 0.4 N.m 일 때 각속도 전달률은 0.16이었으며, 이 전달률은 치타음을 줄이는 데 충분한 것으로 판단되었다.

## 5. 비틀림 댐퍼의 적용

시뮬레이션의 결과를 이용하여 선정된 비틀림 댐퍼를 실험 장치에 설치하고 플라이휠과 PTO 변속부 구동 기어의 각속도와 PTO 변속부의 치타음을 측정하였다. 비틀림 댐퍼의 강성과 히스테리시스 토크는 각각 최적치인 10 N.m/rad, 0.4 N.m로 하였다.

그림 9는 비틀림 댐퍼를 설치하였을 때 플라

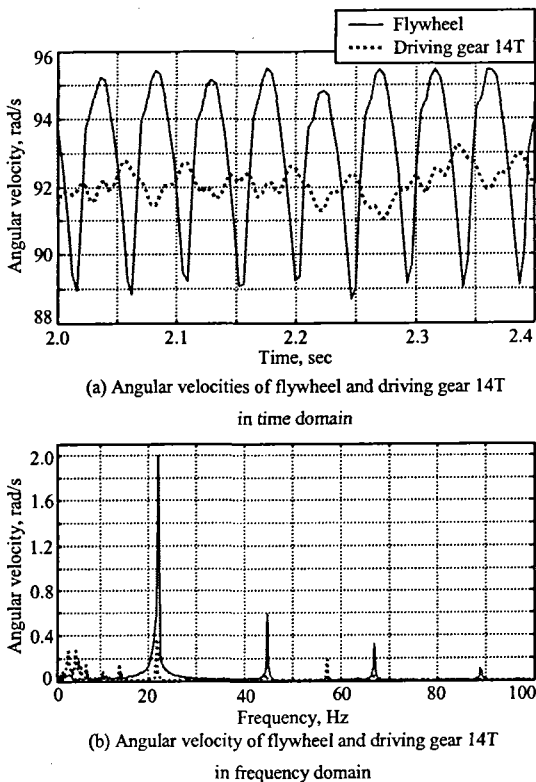


Fig. 9 Angular velocities of flywheel and driving gear 14T with a torsional damper.

이휠과 구동 기어의 각속도를 시간 영역과 주파수 영역에서 나타낸 것이다. 시간 영역에서 플라이휠의 각속도 변동폭은 6.0 rad/s, 구동 기어의 각속도 변동폭은 1.0 rad/s로서 전달률은 0.17이었다. 주파수 영역에서는 플라이휠 각속도의 1.5차 조화 성분은 2.0 rad/s, 구동 기어 각속도의 1.5차 조화 성분은 0.38 rad/s로서 전달률은 0.19이었다. 이러한 전달률은 그림 6에서와 같이 비틀림 댐퍼의 비틀림 강성이 10 N.m/rad이고 히스테리시스 토크가 0.4 N.m일 때의 각속도 전달률 0.16과 유사한 수준이었다.

비틀림 댐퍼에 의한 PTO 전동라인의 치타음 감소 효과를 평가하기 위하여 최적 댐퍼를 설치한 전동라인과 설치하지 않은 전동라인을 대상으로 PTO 변속부에서 음압을 측정하였다.

그림 10은 댐퍼의 유무에 따라 치타음을 시간 영역과 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 그림 10(a)에서와 같이 최적의 비틀림 댐퍼를 설치한 경우, 치타음의 원인이 되는 대부분의 피크가 사라졌다. 주파수 영역에서도 그림 10(b)에서와 같이 치타음을 구성하는 0.5~3.2 kHz 범위의 주파수 성분이 많이 사라졌다. 댐퍼가

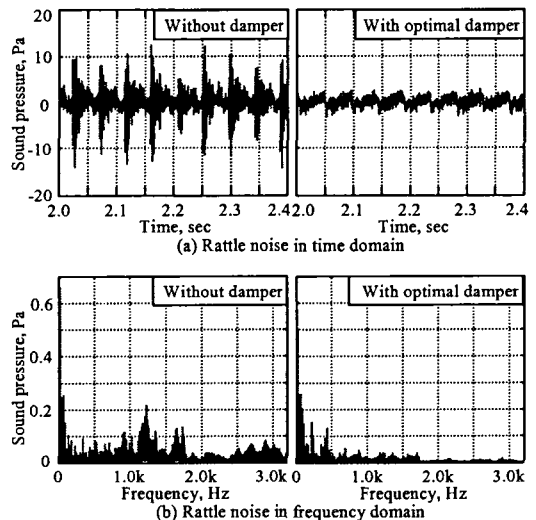


Fig. 10 Rattle noise with and without torsional damper.

없을 때 전동라인의 치타음 수준은 105 dB(A)이었으며 댐퍼를 설치한 경우에는 90 dB(A)로서 15 dB(A)가 감소되었다.

## 6. 요약 및 결론

본 연구에서는 비틀림 댐퍼를 이용하여 공회전 시 PTO 전동라인에서 발생하는 치타음을 줄이기 위한 연구를 수행하였다. 스프링이 2단으로 구성된 프리 댐퍼를 이용하여 치타음을 효과적으로 감소시킬 수 있었으며, 댐퍼를 포함한 PTO 전동라인의 모형을 이용하여 댐퍼의 최적 설계 변수의 값을 구명하였다.

비틀림 댐퍼를 포함한 PTO 전동라인의 모형을 개발하고 검증하였으며, 검증된 모형을 이용하여 프리 댐퍼의 최적 설계 변수의 값을 구하였다. 비틀림 댐퍼의 비틀림 강성과 히스테리시스 토크의 최적치는 작동 범위인  $-3^{\circ} \sim 6^{\circ}$ 에서 각각 10 N.m/rad, 0.4 N.m이었다.

최적의 비틀림 강성과 히스테리시스 토크를 가진 프리 댐퍼를 PTO 전동라인에 설치하고 PTO 변속부에서 치타음을 측정하였다. 댐퍼를 설치한 PTO 전동라인에서 측정한 음압의 변동폭은 5 Pa로서 댐퍼가 없는 PTO 전동라인의 치타음에 비하여 17.2 Pa가 감소하였다. 즉, PTO 전동라인에 비틀림 댐퍼를 설치하여 15 dB(A)의 치타음이 감소하였다. 구동 기어의 각속도 전달률도 0.2 정도로 나타났다. 실험결과와 시뮬레이션 결과는 비교적 잘 일치하였으며, 최적화한 프리 댐퍼의 치타음 감소 효과는 큰 것으로 나타났다.

## 7. 참고문헌

1. 안병민, 장일도, 최은오, 홍동표, 정태진. 1997. 클러치 댐퍼 설계 기법 연구. 한국소음진동공학회지 7(6):1031-1037.
2. 홍동표, 정태진, 김상수, 태신호. 1994. 공회전시 비틀림 진동 저감을 위한 클러치 비틀림 특성 연구. 한국소음진동공학회지 4(3): 319-325.
3. Drexl, H. J. 1987. Torsional dampers and alternative systems to reduce driveline vibrations. SAE Technical paper series No. 870393.
4. Fujimoto, T., Y. Chikatani and J. Kojima. 1987. Reduction of idling rattle in manual transmission. SAE Technical paper series No. 870395.
5. Ohnuma, S., S. Yahata, M. Inagawa and T. Fujimoto. 1985. Research on idling rattle of manual transmission. SAE Technical paper series No. 850979.
6. Sakai, T., Y. Doi, K. Yamamoto, T. Ogasawara and M. Narita. 1981. Theoretical and experimental analysis of rattling noise of automotive gearbox. SAE Technical paper series No. 810773.