

디젤엔진을 탑재한 쉼차량의 2분할 플라이휠에 관한 연구

A study on dual mass flywheel for a jeep vehicle with Diesel Engine

정 종 안* · 조 찬 기**

Jong-An Jung · Chan-Ki Cho

(1997년 3월 14일 접수, 1997년 9월 20일 채택)

ABSTRACT

This paper deals with the structure and function of dual mass flywheel. Damping effects of engine rotational fluctuation are compared with those of pre-damper clutch and dual mass flywheel and driven-system behavior is estimated engine idle r.p.m. The reason of gear rattle noise is higher in summer than winter and driving longer period than initial driving is due to affection by drag torque changing. The above-contents can be used on the design of clutch system and transmission matching including engine and dual mass flywheel.

1. 서론

근래 소비자층의 다향화로 디젤 엔진을 탑재한 쉼형 승용차(multi purpose vehicle, recreation vehicle)의 급속한 보급으로 디젤 차량의 동력성능, 안전성, 기능성, 편의성 그리고 정숙성에 대한 요구가 날로 증가됨에 따라 완성차량 회사에서는 자동차의 상품성 향상 및 고객만족 측면에서 진동·소음의 저감에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 그러나 차체 구조의 경량

화, 터보차저(turbo charger)에 의한 엔진의 고출력화, 개발기간 단축에 따른 설계 및 튜닝기간 단축 등은 차량의 진동·소음 문제를 어렵게 하고 있다¹⁾.

엔진의 토크 변동에 의한 동력 전달계의 진동·소음의 문제는 기어 중립 래틀 소음(idle rattle noise)과 주행 래틀 소음(drive rattle noise), 팁인/백아웃(tip-in/back-out) 등이 다양하게 발생되며, 이에 대한 소음 저감 연구는 완성 차량 회사를 비롯하여 엔진을 포함한 변속

* 승원전문대학 자동차과

** ASIA자동차 기술연구소

기, 클러치, 프로펠러샤프트, 리어액슬 등 구동계 부품 제작 회사에서 각각 활발히 이루어지고 있으나 대응기간 및 가격 측면에서 클러치 시스템의 변경이 가장 용이하므로 프리댐퍼(pre damper) 클러치에 이어 최근에는 2분할플라이휠(dual mass flywheel or hydro damper; 이하 DMFW로 칭함)에 대한 연구가 진행되고 있다²⁾.

클러치 시스템으로서 엔진의 토크 변동에 의한 구동계의 진동 소음을 저감시키기 위해서 종래에는 클러치 디스크 플레이트(clutch disk plate)와 허브 플레이트(hub plate)의 사이에 토션 스프링(torsion spring)을 삽입시켜 저장성 저히스테리시스 토크(hysteresis torque) 특성을 지닌 프리댐퍼 클러치 디스크를 사용하였다³⁾. 그러나 프리댐퍼 클러치에서는 그 효과의 한계가 있기 때문에 플라이휠을 2분할시켜 그 사이를 저장성의 스프링과 점성 댐퍼 또는 마찰 댐퍼로 연결된 DMFW의 사용이 점차 확대되고 있다.

DMFW은 PAJERO(MMC), ESTIMA(TOYOTA), LANDCRUISER(TOYOTA) 등에 탑재되어 양산되고 있으며, 디젤 엔진이 탑재된 MPV 및 RV 차량 개발시 동력 전달계의 소음, 진동 저감에 효과가 있는 DMFW의 적용이 필수적으로 되면서 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 따라서 본 연구에서는 DMFW의 구조 및 기능을 이해하고 프리댐퍼 클러치 및 DMFW의 탑재 차량에 대한 엔진 회전 변동량의 감쇠효과를 비교하고 엔진 공회전 회전수 이하에서의 구동계 거동을 평가함으로서 엔진, DMFW을 포함한 클러치시스템 그리고 변속기의 매칭 설계를 위한 참고자료로 활용하고자 한다.

2. DMFW의 구조 및 기능

Fig. 1에 DMFW를 포함한 클러치 시스템이 도시되어 있다⁴⁾. 이것은 프리댐퍼 클러치 디스크에 비하여 플라이휠이 2개로 분할되어 있고, 클러치 디스크에 토션 스프링이 없는 점이 크게 다르다. DMFW은 제1플라이휠, 제2플라이휠, 제1플라이휠과 제2플라이휠을 결합하는 토션 스프링 및 감쇠력 발생기구로 구성되어 있다. 제

2플라이휠은 제1플라이휠 베어링을 매개로 해서 지지되어 있다. 유실(oil chamber)은 스토퍼(stopper)라고 하는 플라스틱 부품으로 분할되고, 스토퍼와 스토퍼 사이에는 드리븐 플레이트 외주부에 돌출되어있는 돌기에 의해서 2개의 공간으로 분할된다. 댐퍼가 작동하면 드리븐 플레이트의 외주부의 돌기는 오일을 압축하여, 많은 오일이 돌기외주를 빠져나가서 돌기에 의해 나누어진 반대측의 유실로 흘러간다. 이때 돌기 외주부에서 점성력이 발생한다. 엔진 공회전시와 같은 무부하 상태에서는 점성력의 발생이 거의 일어나지 않고 드리븐 플레이트와 스토퍼의 사이를 오일이 잘 흐르도록 작동부 틈새가 크게 되어있다. 엔진 최대 토크를 초과하는 작동각이 큰 영역에서는 드리븐 플레이트 돌기는 스토퍼와 틈새가 없도록 밀착하게 되어 일종의 충격 댐퍼를 구성한다.

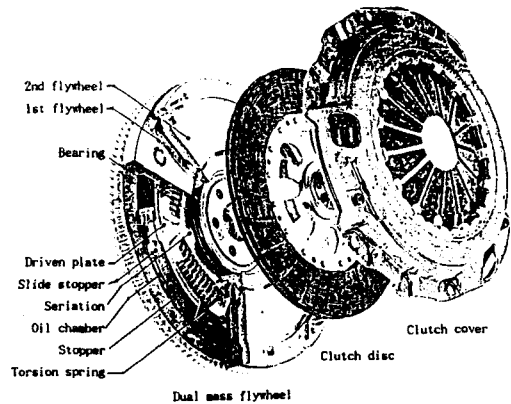


Fig. 1 Clutch system of DMFW

구동계의 진동 소음 문제는 변속기, 차동장치에서의 회전수 변동이 과대하기 때문에 발생한다. 변속기 및 차동장치의 회전변동이 과대한 원인은 엔진의 회전수 변동이 과대하거나 또는 2차 비틀림 공진이라고 하는 구동계의 비틀림공진에 의한 엔진회전 변동량이 변속기의 각 부위에서 증폭되기 때문이다.

Fig. 2은 프리댐퍼 클러치 디스크와 DMFW의 동특성이 비교되어 나타나 있다. 공진점을 초과한 회전역에서는 감쇠역이라고 하는 회전 변동 전달비가 1.0보다 작은 영역이 생긴다. DMFW

에서는 이러한 감쇠영역을 엔진 공회전 회전수 이하까지 확대함으로써 프리댐퍼 클러치에 비하여 커다란 감쇠성능을 얻는다⁵⁾.

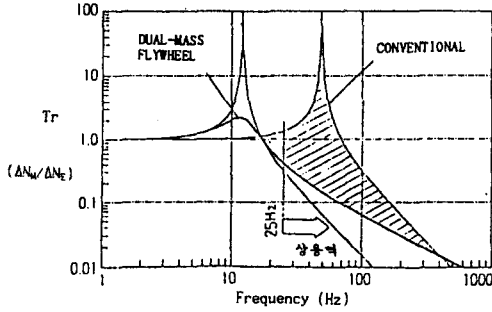


Fig. 2 Transmission ratio of pre-damper and DMFW

여기서, ΔNE : 엔진 회전 변동량
 ΔNM : 변속기 회전 변동량
 Tr : 전달비이다.

공진 주파수는 다음 식으로 나타낸다

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{I}}$$

여기서, f_n : 공진 주파수
 k_1 : 댐퍼의 비틀림 강성
 k_2 : 구동전달계 비틀림 강성
 I : 댐퍼와 구동 전달계의 관성 모멘트이다.

3. 기어 래틀 소음 및 모델링

3.1 기어 래틀 소음

현재 사용되는 수동변속기는 상시동기물림형(constant synchromesh type)으로 엔진 공회전 시나 타행주행시 변속기의 입력축 기어(input gear), 중간축 기어(counter shaft gear) 그리고 각각의 기어들이 공회전하게 된다. 이때 엔진의 회전변동이 변속기 입력축 기어의 회전변동을 발생시킴으로서 여기에 맞물려 있는 중간축 기어 그리고 각각의 기어쌍은 충돌과 분리를 비확률적으로 반복하게 된다⁶⁾. Fig. 3 (a)는 구동기어의 속도가 피동기어의 속도보다 빨라서 충돌이 발생하는 모습이며, Fig. 3 (b)는 구동기어의 속도가 피동기어의 속도보다 느려서 분리가 발생

되는 모습이다.

기어이의 충돌시 기어래틀 소음이 발생된다. 기어이의 충돌에 의한 직접적인 소리는 듣기가 어렵고 기어이의 충돌에 의해 발생된 기어의 진동이 차량내의 여러부품과 공진을 일으켜서 고체전달 소음이나, 공기전달 소음의 형태로 차량내에 전달되어 탑승자에게 듣기 거북하고 불쾌감을 일으키며 차량동력 전달계에 대한 불안감을 조성한다^{7,8)}.

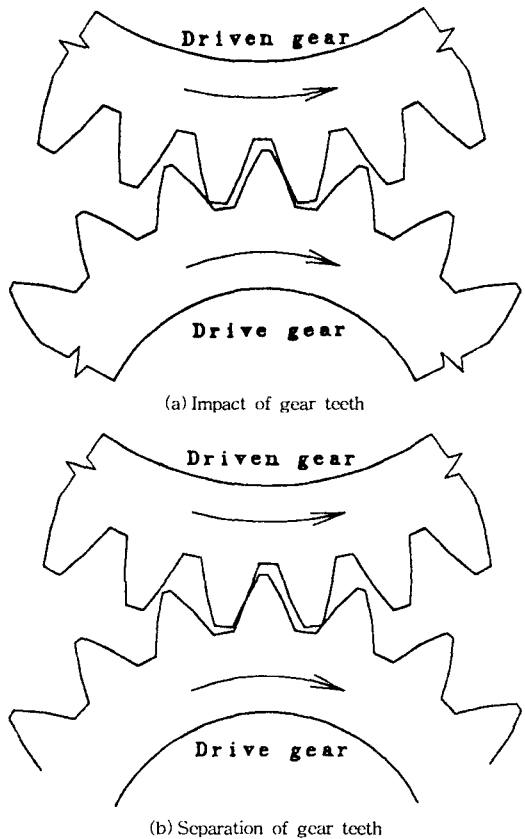


Fig. 3 Impact and separation of gear teeth

3.2. 모델링 및 운동 방정식

DMFW 탑재차의 수학적 모델을 Fig. 4처럼 4자유도 모델로 나타낼 수 있다. DMFW의 비틀림 강성은 다단특성, 점성 감쇠는 작동각의 대소로서 점성이 변하는 가변 점성 감쇠 기구로 한다.

- 여기서, I_E : 엔진을 포함한 제1플라이휠 축 관성
 I_M : 클러치 디스크를 포함한 변속기 관성력
 I_B : 차량 등가 관성
 K_D : DMFW의 비틀림 관성
 C_0 : DMFW의 점성 감쇠계수
 K_A : 액슬등의 비틀림관성
 C_A : 타이어 등의 점성감쇠 계수
 T_E : 엔진 토크
 T_{CM} : 변속기 외부 손실 토크
 T_{CB} : 주행저항에 의한 외부 손실 토크
 T_C : 클러치 토크이다.

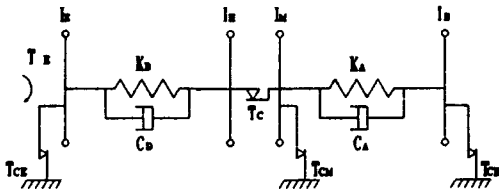


Fig. 4 Modeling of DMFW

모델링에 있어서 클러치부에 걸리는 토크가 T_C 보다 크게되면 미끄러진 상태로 되고, $\theta_H = \theta_M$ 로 되면 고착상태로 된다고 가정한다.

클러치 미끄러짐 상태에서의 운동 방정식은 다음과 같이 나타낸다.

$$I_E \ddot{\theta}_E = T_E - T_{CE} - T_{KD} - T_{CD}$$

$$I_H \ddot{\theta}_H = T_{KD} - T_{CD} - T_C$$

$$I_M \ddot{\theta}_M = T_C - T_{KA} - T_{CA} - T_{CM}$$

$$I_B \ddot{\theta}_B = T_{KA} - T_{CA} - T_{CB}$$

고착 상태에서의 운동 방정식은 다음과 같이 나타낸다.

$$I_E \ddot{\theta}_E = T_E - T_{CE} - T_{KD} - T_{CD}$$

$$(I_H + I_M) \ddot{\theta}_H = T_{KD} - T_{CD} - T_{KA} - T_{CA} - T_{CM}$$

$$I_B \ddot{\theta}_B = T_{KA} + T_{CA} - T_{CB}$$

$$\theta_M = \theta_H, \quad \dot{\theta}_M = \dot{\theta}_H$$

여기서, θ_H : 제2플라이휠 각 변위

θ_M : 변속기 각 변위

$\dot{\theta}_E$: 엔진 각가속도

$\dot{\theta}_H$: 제2플라이휠 각가속도

$\dot{\theta}_M$: 변속기 각가속도

$\dot{\theta}_B$: 차체등가관성 각가속도

T_{KD} : K_D 에 의한 전달 토크

T_{CD} : C_D 에 의한 전달 토크

T_{KA} : K_A 에 의한 전달 토크

T_{CA} : C_A 에 의한 전달 토크이다.

4. 실험장치 및 방법

실험은 디젤엔진을 장착한 소형 승용차에서 실시되었다. Fig.5은 완성 차량 상태에서 실험 장치의 개략도를 도시한 것이다. 엔진의 회전수는 엔진블럭에 회전수 탐침을 설치하여 차량 실내에서 회전속도계로부터 직접 읽는다. 변속기 내의 오일온도는 오일 트레이 플러그에 구멍을 뚫고 열전대를 삽입 설치하고 차량 실내에서 온도계로 직접 읽는다. 회전수 변동의 측정은 치차에 의한 회전수 펄스를 이용하였다. 프리댐퍼 탑재시는 마그네틱센서를 플라이휠의 링기어 및 변속기의 입력축 기어에 설치하고 DMFW 탑재시는 제1플라이휠의 링기어, 제2플라이휠은 외부에 가공된 기어 그리고 변속기의 입력축 기어에 설치하였다. 마그네틱 센서로부터 픽업된 회전펄스는 데이터 레코더에 저장했다. 레코더에 기록된 데이터는 실내에서 FV 콘버터에 의해서 회전펄스 신호를 전압으로 변환하고 이것을 FFT 분석기(Fast Fourier Transform analyzer)로 읽어서 데이터 분석을 하였다. 분석된 데이터는 플롯터로 출력했다.

실험은 프리댐퍼 클러치 디스크와 DMFW에 대하여 차량 정지 및 주행 상태에서 측정하면서 실시되었다. 또한 엔진 공회전 이하의 회전수 영역에서도 본 실험이 실시되었다. 변속기의 오일이 완전히 냉각된 상태에서 무부하시와 비상등, 헤드램프, 에어컨, 파워스티어링을 작동시킨 무부하시 및 변속기의 오일 온도가 60°C 이상인 상태에서 무부하시와 부하시에 각각 실험이 실시되었다.

5. 실험결과 및 고찰

Fig.6은 엔진 공회전시 드래그 토크 계산 결과이다. 엔진 회전수가 증가하면 드래그토크도 증가됨을 보이고 변속기 오일 온도가 상승하면 드래그토크는 감소되어 나타났다. 엔진 회전수에 드래그 토크가 비례하는 것은 기어의 회전이

빨라지면 기어오일의 점성저항이 증가하기 때문이며 오일온도 상승에 따라 드래그토크가 감소하는 것은 오일이 경화하여 점도가 낮아지기 때문이다. 변속기 오일에 의한 드래그 토크의 증가는 회전하고 있는 각단의 기어에 감쇠 역할을 함으로서 기어 래틀 소음 감소 측면에서 좋지만 변속기 조작시 조작력의 증대를 초래한다.

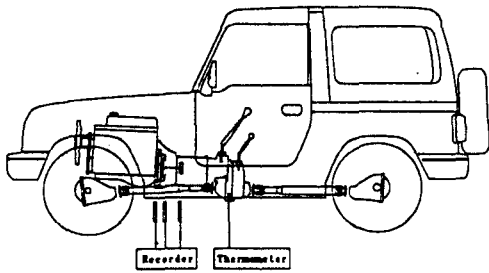


Fig. 5 Schematic diagram of test system

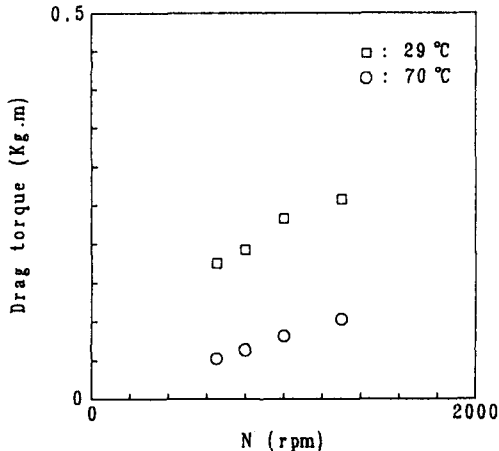


Fig. 6 Drag torque at idling condition

Fig. 7는 고온 무부하시의 엔진 회전수별 엔진 회전변동과 변속기 회전변동 측정 결과이다. 여기에서 볼 수 있듯이 DMFW는 프리댐퍼 클러치 보다 변속기 회전변동이 작게 나타나 있다. 이것은 DMFW의 감쇠기능에 의하여 엔진 회전변동을 감쇠시켜서 변속기로 전달하는 전달율이 작기 때문이다.

Fig. 8은 DMFW 탑재시 제2플라이휠의 회전수변동을 나타낸 것이며 Fig. 9는 프리댐퍼형 클러치 탑재시 엔진 회전수 변동을 나타낸 것이

다. DMFW 탑재시는 프리댐퍼 클러치 디스크 탑재시에 비하여 엔진 공회전수 이하에서 변속기의 과형이 급격히 커지는 것은 공진이 발생됨을 나타낸다.

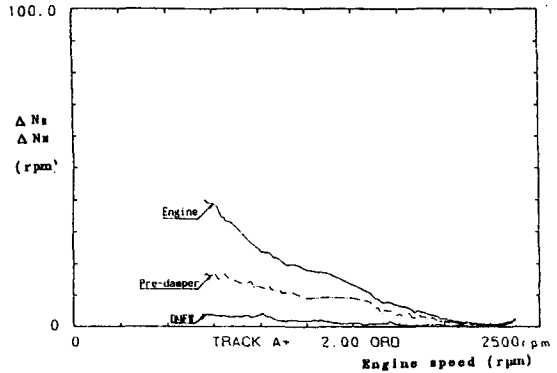


Fig. 7 Sweep tracking

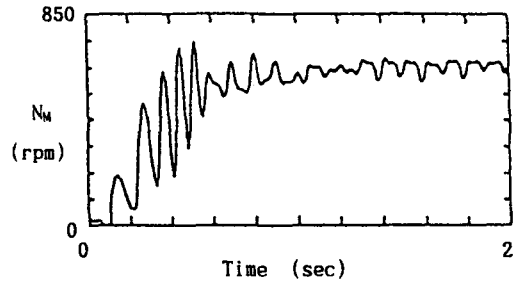


Fig. 8 Start-up of DMFW

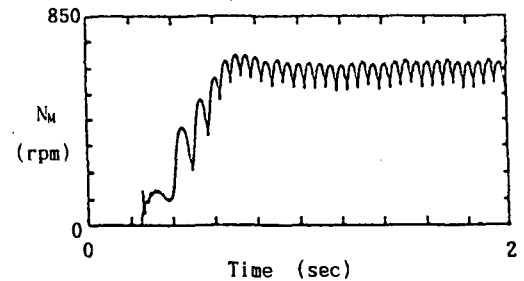


Fig. 9 Start-up of pre-damper

Fig. 10은 DMFW 탑재 차량의 타행주행시 측정결과이며 여기에서 볼 수 있듯이 엔진 공회전 이하 영역에서 저주파 진동이 발생하였다. 700 RPM에서는 DMFW의 기능에 의해서 엔진의 회전수 변동이 1/4로 감쇠되어 변속기에 전달되지만 500 RPM 영역에서는 저주파 진동이 발

생하였다. 여기서 파형이 급변하여 공진하는 것은 DMFW 내의 오일 점성 저항이 낮기 때문이다. Fig. 11은 프리댐퍼 클러치 탑재차량의 타행 주행시 측정결과이며 엔진 공회전 이하 영역에서 저주파 진동이 나타나지 않았다.

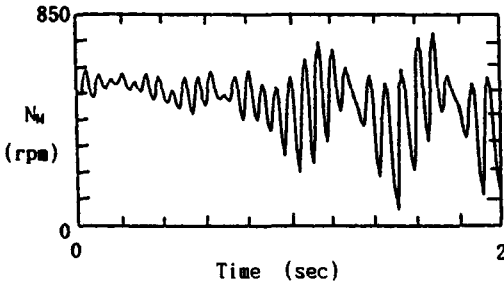


Fig. 10 Coastdown drive of DMFW

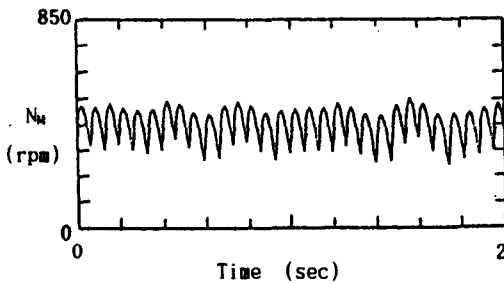


Fig. 11 Coastdown drive of pre-damper clutch

5. 결 론

디젤 엔진을 탑재한 소형 승용차량에서 엔진 공회전시 및 차량 주행시 프리댐퍼 클러치 디스크와 DMFW를 대상으로한 실험으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 디젤 엔진의 공회전 및 회전수 증가에 따라 발생된 엔진의 회전변동 또는 비틀림 토크 변동에 의한 기어 래틀소음은 클러치 시스템을 통하여 감소시킬 수 있음을 알 수 있었다.
- 2) 프리댐퍼 클러치 디스크보다 DMFW에서 엔진의 회전수 변동이 더 많이 감소되어 변속기에 전달됨으로서 기어래틀 소음에 확실한 효과를 발휘하였다.

- 3) 프리댐퍼 및 DMFW 공회 점핑 및 톱인/백아웃의 문제점은 발생하지 않았다.
- 4) 프리댐퍼형 클러치 디스크에서는 저주파 진동이 발생되기 어렵고 DMFW에서는 저주파 진동이 발생되기 쉬움을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) Shozo Iwata, “實走行時のT/M打現象の解析”, Daikin Technical Review, Vol. 8, No. 3, pp. 13~20, 1988.
- 2) Masayosi Sigemasa, et. al., “Rattling Noise Drive Train”, 日本自動車技術會論文集 Vol. 35, No. 12, pp. 1433~1439, 1981.
- 3) Yasushi Chikatani, Akio Suchiro, “Reduction of Idling Rattle Noise of Trucks”, 日本自動車技術會 論文集 Vol. 44, No. 12, pp. 49~55, 1990.
- 4) Yoshinori Yukawa, “ハイドロダンプの動的特性に與える影響”, Daikin Technical Review, Vol. 48, No. 3, pp. 9~15, 1992.
- 5) R. J. Comparin, r. Singh, “An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle”, Journal of Mechanical Design, Vol. 112, pp. 237~245, 1990.
- 6) R.I. Seaman, C.E. Johnson, R.F. Hamilton, “Component Inertial Effects on Transmission Design”, SAE841686, 1984.
- 7) Takahisa Hasebe, et. al., “Experimental Study of Reduction Methodes for Clutch pedal Vibration and Drive Train Rattling Noise from Clutch system”, SAE932007, 1993.
- 8) Andrew Szadkowski “Mathmetic Model and Computer Simulation of Idle Gear Rattle”, SAE 910641, 1991.
- 9) 回轉機械の騒音・振動, 日本騒音振動研究會, pp. 131~144, 1989.