

(논 문) SAE NO. 98370010

Dual Mass Flywheel 시스템의 설계 파라미터에 관한 연구

A Study on Design Parameters of Dual Mass Flywheel System

송 준 혁*, 홍 동 표**, 양 성 모**
J. H. Song, D. P. Hong, S. M. Yang

ABSTRACT

A Dual Mass Flywheel(D.M.F.) system is an evolution to the reduction of torsional vibration and impact noise occurring in powertrain when a vehicle is either moving or idling. The D.M.F. system has two flywheels, which is different from the conventional clutch system. One section belongs to the mass moment of inertia of the engine-side. The other section increases the mass moment of inertia of the transmission-side.

These two masses are connected via a spring/damping system. This reduces the speed at which the dreaded resonance occurs to below idle speed.

Since 1984, D.M.F. system has been developed. However, the processes of development of D.M.F. system don't have any difference from the trial and error method of conventional clutch system.

This paper presents the method for systematical design of D.M.F. system with dimensionless design variables of D.M.F. system, mass ratio between two flywheels, natural frequency rate of two flywheels, and viscosity coefficient. And experimental results are used to prove these theoretical results.

주요기술용어 : Dual Mass Flywheel(듀얼 메스 플라이휠), Conventional Clutch System(기존 클러치 시스템), Engine-Side Mass(1차 관성질량계), Transmission-Side Mass(2차 관성질량계)

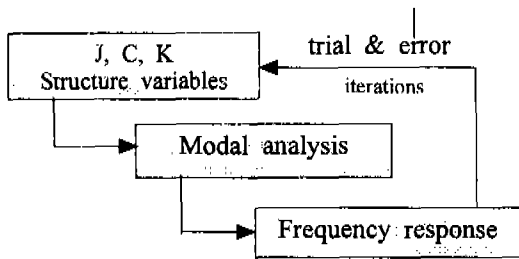
* 전북대학교 대학원 정밀기계공학과

** 정회원, 전북대학교 기계공학부, 자동차신기술 연구소

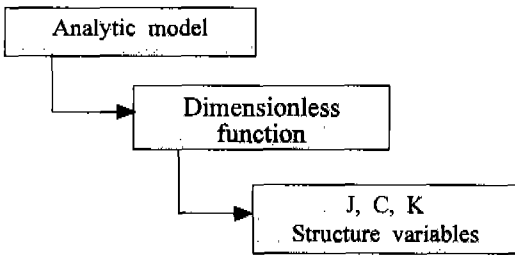
1. 서 론

Dual Mass Flywheel(이하, D.M.F.) 시스템에 대한 연구가 많이 진행 되어왔음에도 불구하고, 그 개발과정은, Fig.1과 같이 몇몇의 샘플 성능지수를 계산함으로써 그 경향을 살펴보고, 그 샘플 중에서 최적값을 결정하는 기존의 시행착오법에 의존하고 있는 실정이다.^{1)~6)} 그러나, 이 방법은 샘플 중에 최적값이 없을 경우, 불안정한 최적화가 될 위험이 있고, 적절한 샘플을 찾기 위해 같은 실험을 반복적으로 수행해야 하기 때문에 시간적·경제적 낭비를 초래한다. 따라서, 이러한 낭비를 줄이기 위해 D.M.F.시스템의 동특성을 이론적으로 설명할 필요가 있다.

본 논문에서는 기존의 모달해석 등의 방법이 아닌, 시스템의 구조변수 관성질량계, 강성계 그리고 감쇠계의 변화에 따른 시스템의 설계 변수를 무차원화시켜 시스템의 구조변수를 결정하는 설계 방법을 제시한다.



a) Conventional Trial and Error Method



b) New Method

Fig.1 Theoretical Analytic Method Compare to Conventional Trial and Error Method

탄성연결 점성템퍼 타입 D.M.F.시스템의 설계 변수로 1차 플라이휠과 2차 플라이휠의 관성 질량비(λ), 고유 진동수비(γ), 그리고 점성계수(ρ)를 취한다.

Fig.2, Fig.3에서, 1차 관성질량계는 1차 플라이휠(약 60%), 크랭크 축(Con-Rod Ass'y의 회전하는 부분 포함)(35%), 허브템퍼의 일부분 등의 관성들을 모두 합한 것이다. 그리고 2차 관성질량계는 2차 플라이휠과(50%), 클러치 커버(40%) 클러치디스크, 허브템퍼의 일부분, 트랜스미션의 관성들을 모두 합한 것이다.⁷⁾

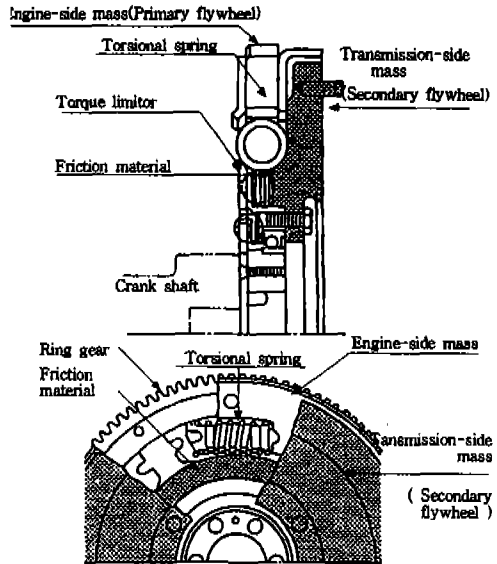


Fig.2 Construction of Dual Mass Flywheel System. The Mass of the Conventional Single Mass Flywheel is Divided. These Two Masses are Connected via a Spring/Damper System.⁸⁾

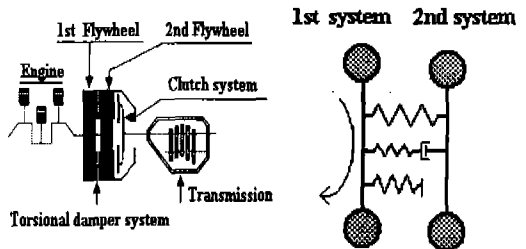


Fig.3 Physical Model for Dual Mass Flywheel

2. D.M.F.시스템의 설계 파라미터

2.1 관성질량비에 따른 공진회피 문제

관성질량비에 따른 시스템의 공진회피 특성을 알아보기 위해 Fig.4과 같은 선형 2자유도 모델을 가정한다. 정상상태 조화력에 의해 가진 되는 2자유도 스프링-질량계의 운동방정식은 :

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1+k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T \sin(\omega_d t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

이다. 정상상태의 해를 다음과 같이 가정한다.

$$\theta_1(t) = \Theta_1 \sin(\omega_d t), \quad \theta_2(t) = \Theta_2 \sin(\omega_d t)$$

위 식에서 각 관성질량계의 진폭 :

$$\begin{aligned} \Theta_1 &= \frac{(k_2 - J_2 \omega_d^2) T}{(k_1 + k_2 - J_1 \omega_d^2)(k_2 - J_2 \omega_d^2) - k_2^2} \\ \Theta_2 &= \frac{k_2 T}{(k_1 + k_2 - J_1 \omega_d^2)(k_2 - J_2 \omega_d^2) - k_2^2} \end{aligned} \quad (2)$$

구동 주파수 변화에 따른 공진회피 문제에서 관성 질량비의 영향을 알아보기 위해, 관성질량값과 강성값을 무차원화시키면, 1차플라이휠(J_1)에 대한 2차플라이휠(J_2)의 전달률 :

$$\frac{\Theta_2}{T} = \frac{1 - \omega_d^2/\omega_2^2}{[1 + \lambda(\omega_d/\omega_1)^2 - (\omega_d/\omega_1)^2][1 - (\omega_d/\omega_2)^2] - \lambda(\omega_d/\omega_1)^2} \quad (3)$$

여기서, $\lambda = \frac{J_2}{J_1}$, $\frac{k_2}{k_1} = \lambda \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2$

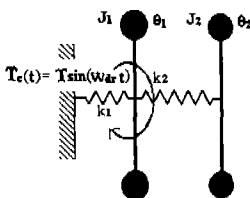


Fig.4 Analytic Model for Mass Ratio

관성질량비 $\lambda = \frac{J_2}{J_1}$ 와 고유 진동수비 $\gamma = \omega_{d1}/\omega_2$

를 고려하면, 더욱 명쾌한 시스템을 설계할 수 있다. 이 무차원수는 간접적으로 시스템의 질량과 강성을 결정짓는다.

ω_{d1} 를 시스템의 고유진동수 ω 로 대체하고, 식 (3)을 β 에 대해 다시 쓰면 :

$$\gamma^2 \left(\frac{\omega^2}{\omega_2^2} \right)^2 - [1 + \gamma^2(1 + \lambda)] \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 + 1 = 0 \quad (4)$$

위 식을 $\left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2$ 에 대해 해를 구하면 :

$$\begin{aligned} \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 &= \frac{1 + \gamma^2(1 + \lambda)}{2\gamma^2} \\ &\pm \frac{1}{2\gamma^2} \sqrt{\gamma^4(1 + \lambda)^2 - 2\gamma^2(1 - \lambda) + 1} \end{aligned} \quad (5)$$

식(5)는 질량비 λ 와 진동비 γ 에 따라 시스템의 고유진동수가 변화함을 표현한 것이다.

Fig.5는 $\gamma=1$ 일 때, (ω/ω_2) 변화에 따른 질량비에 대한 곡선이다. Fig.5에서 관성질량비 λ 가 클수록 시스템의 공진 대역이 넓어져 설계영역은 넓어진다.

Fig.6은 ζ, β, γ 의 고정된 값에 대하여 λ 가 응답에 어떻게 영향을 미치는지를 설명한다. 그래프에서 $\zeta=0.5$ 일 때, 관성질량비 λ 는 클수록 전달률은 작아진다. 하지만, $\lambda \geq 1$ 영역에서 관성질

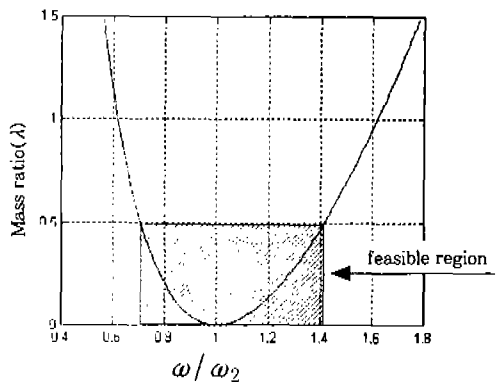


Fig.5 Plot of Mass Ratio vs. System Natural Frequency Rate with $\zeta_{ca}=0.25$

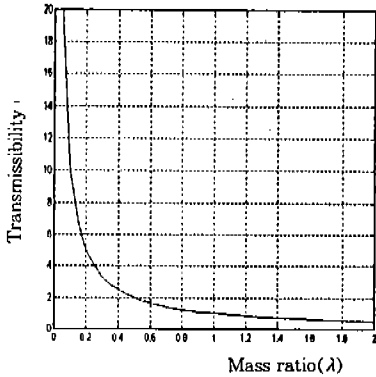


Fig.6 Plot of Transmissibility Versus Mass Ratio

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\theta}_1 + k_1 \theta_1 + k_2(\theta_1 - \theta_c) &= T e^{j\omega t} \\ \dot{\theta}_c &= k_2(\theta_1 - \theta_c) \end{aligned} \quad (7)$$

이 된다. $T \sin \omega_d t$ 를 $T e^{j\omega t}$ 라 놓고, 정상상태 해를 다음과 같이 가정한다.

$$\theta_1 = \Theta_1 e^{j\omega t}, \quad \theta_c = \Theta_c e^{j\omega t}$$

따라서, 시스템의 진폭 Θ_1, Θ_c 는

$$\begin{aligned} \Theta_1 &= \frac{(k_2 + c\omega_d j)T}{(k_2(-J_1\omega_d^2 + k_1 k_2 - k_2) + j c\omega_d(-J_1\omega_d^2 + k_1 k_2))} \\ \Theta_c &= \frac{(k_2)T}{(k_2(-J_1\omega_d^2 + k_1 k_2 - k_2) + j c\omega_d(-J_1\omega_d^2 + k_1 k_2))} \end{aligned} \quad (8)$$

이다.

2차 플라이휠에 전달된 힘은 무차원수

$$\gamma = \frac{\omega_{dr}}{\sqrt{k_1/J}}, \quad \beta = \frac{k_2}{k_1}, \quad \zeta = \frac{c}{2\sqrt{k_1/J}}$$

을 대입하여, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f(\gamma, \zeta) = \frac{T_r}{T} = \sqrt{\frac{1 + 4(1 + \beta)\zeta^2 \gamma^2}{(1 - \gamma^2)^2 + 4\zeta^2 \gamma^2 (1 + \beta - \gamma^2)^2}} \quad (9)$$

위 식은 Fig.7(b)의 계에 대한 전달물비를 나타낸다. 힘 전달물비는 γ 와 ζ 의 함수, $f(\gamma, \zeta)$ 의 1차 편미분을 이용하여 최적화시킬 수 있다.

$$\frac{\partial f(\gamma, \zeta)}{\partial \gamma} \text{로부터 } \gamma_{op} = \sqrt{\frac{2(1 + \beta)}{1 + 2\beta}} \quad (10)$$

$$\frac{\partial f(\gamma, \zeta)}{\partial \gamma} \text{로부터 } \zeta_{op} = \sqrt{\frac{2(1 + 2\beta)/\beta}{4(1 + \beta)}} \quad (11)$$

식(11)은 1차 시스템의 응답에 대한 가장 큰 진폭의 공진점에서 가장 작은 진폭을 가져오는 ζ 의 값을 나타낸다.

Fig. 2-5에서 ζ 와 γ 의 안장점 값이 최대 전달힘의 최소값을 갖는 최상의 설계가 된다. 안장점에서 전달물은 다음식과 같다.

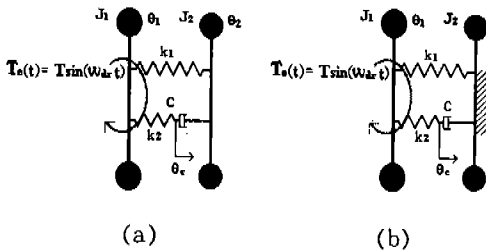


Fig.7 Analytic Model for Damping Characteristics

량비 변화에 따른 전달물의 변화가 아주 미미함을 알 수 있다. 또한 관성질량계의 재료역학적 특성을 고려할 때, $\lambda \leq 1$ 일 때 안전하다.

따라서, λ_{op} 는 1을 선택한다.

$$\lambda_{op} = \frac{J_2}{J_1} = 1 \quad (6)$$

2.2 점성계수에 따른 동특성 변화

점성감쇠계의 감쇠특성을 알아보기 위해, Fig. 7(a)와 같은 탄성연결 점성 감쇠계를 고려한다.

본 논문에서는 1차플라이휠(J_1)에서 2차플라이휠(J_2)에 전달되는 상대적인 힘의 전달률 함수를 구하고, 그 함수를 이용하여 최적의 진동비와 점성계수비를 얻고자 한다. 따라서 시스템 설계 파라미터 k_1, k_2, c 의 어떤 관계식이 전달률에 좋은 영향을 미치는가를 평가하기 위해 Fig.7(a)는 Fig.7(b)와 같이 J_2 는 고정된 것으로 가정한다. 운동방정식은 :

$$\left(\frac{T_r}{T}\right)_{\max} = 1 + \frac{\beta}{\sqrt{3}} \quad (12)$$

위 식은 시스템의 최대 전달률 값을 의미한다. 따라서, 시스템의 J 과 구동주파수 γ 를 알고 있을 때, 식(10), (11) 그리고 (12)를 이용하여 시스템의 최대 전달률을 초과하지 않는 진동수비 β 를 얻을 수 있다. 이 β 로부터 시스템의 구조변수 J_1, J_2, k_1 그리고 k_2 의 값을 구할 수 있다.

3. 비틀림 진동 저감 성능 평가

3.1 비틀림 진동 저감 성능 평가 실험 계획

엔진의 토크변동과 동력전달계의 비틀림 진동의 진폭과 연관되어 동력전달계의 각속도 또는 각가속도 변동으로 나타난다. 따라서, 각 단계별 각속도 변동 또는 각가속도 변동을 해석함으로써, 동력전달계의 비틀림 진동 저감성을 설명할 수 있다. 본 절에서는 실험결과와 비교하여, 본 논문에서 설계한 D.M.F.시스템의 비틀림 진동 저감성을 평가하고 본 논문의 타당성을 입증하고자 한다.

동력전달계의 각 단계별 각속도 변동 또는 각가속도 변동을 해석함으로써, 동력전달계의 비틀림 진동 저감성을 설명할 수 있다.

기존의 클러치 시스템만을 이용한 차량의 비틀림 진동 특성을 먼저 측정하고 같은 차량에 대해 D.M.F.시스템을 장착한 후의 특성을 비교하여, 본 논문에서 제시한 파라미터에 의한 D.M.F.시스템의 설계가 적절하게 이뤄졌으며, 기존 클러치 시스템만을 이용한 경우보다 비틀림 진동 저감 성능이 향상되었음을 보인다.

본 실험은 1,900cc 4실린더 디젤엔진을 장착한 차량을 이용하였다. Table 1과 같은 특성을 가지는 기존 클러치 시스템과 D.M.F.시스템을 준비한다.

Yamamoto는 Fig.3과 같은 D.M.F.시스템에 대한 실험을 수행하여, 최적의 설계변수를 구하였다.⁹⁾ 두 플라이휠의 관성질량비가 1일 때, 1st $f/w=0.064N$, 구동회전수 $n=600rpm$ 인 D.M.F.시스템의 $k_1=200Nm/rad$, $k_2=850Nm/rad$,

Table 1 Characteristics Value of Systems

	Yamamoto	This Paper	Conventional Clutch
Inertia of 1st F/W [N]	0.064	0.064	0.096
Inertia of 2nd F/W [N]	0.064	0.064	0
Driving speed [rpm]	600	600~800	600~800
Stiffness of 1st stage [Nm]	200	220.67	350.9
Stiffness of 1st stage [Nm]	850	926.8	928.2
Viscosity	0.2	0.158	0.715

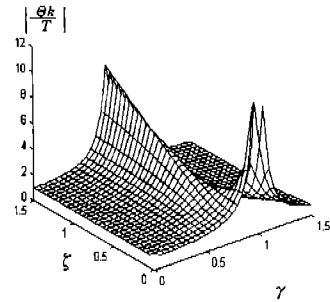


Fig.8 Plot of Magnitude of Normalized Primary System with ζ and γ

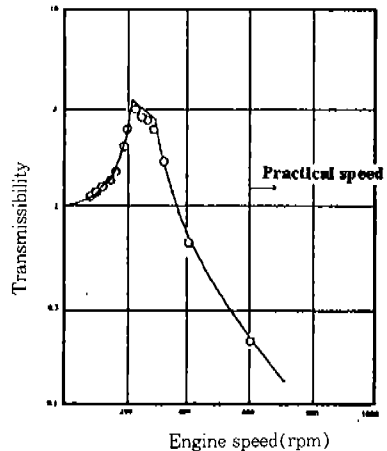


Fig.9 Measured Transmissibility(forced by angular displacement 0.02 rad with $k_1=200Nm/rad$, $k_2=850Nm/rad$)⁹⁾

그리고 $\zeta=0.2$ 임을 실험에 의하여 구하였다 (Fig.9 참고).

본 논문은 식(10),(11) 그리고 식(12)를 이용하여, 시스템의 관성질량비가 1일 때의 강성계와 감쇠계의 값을 구하였다.

기존 클러치 시스템에 대해 플라이휠의 출력에 대한 입력기어의 각속도 변동을 알아보고 D.M.F. 시스템에 대하여는 1차 플라이휠에 대한 2차 플라이휠과 입력기어의 각속도 변동을 알아본다.

엔진이 스타트 페이스(Start Phase)에 있는 동안의 플라이휠에서의 각속도 변동량을 시간에 대해 측정한다.

공회전시에 대한 실험은 공회전 엔진 회전수 600~800rpm대에서 실험을 수행한다. 정속주행 및 감속시(Drive/Coast Mode)에 대한 실험은 900~4,000rpm대에서 각속도 변동을 측정한다. 공회전시에 대한 실험과 마찬가지로, 기존 클러치 시스템에서는 플라이휠과 입력축의 각속도 변동량, 그리고 D.M.F.시스템에서는 1차 플라이휠과 2차 플라이휠 그리고 입력축의 각속도 변동량을 측정한다.

3.2 실험 결과

엔진이 스타트 페이스에 있는 동안 공진 대역

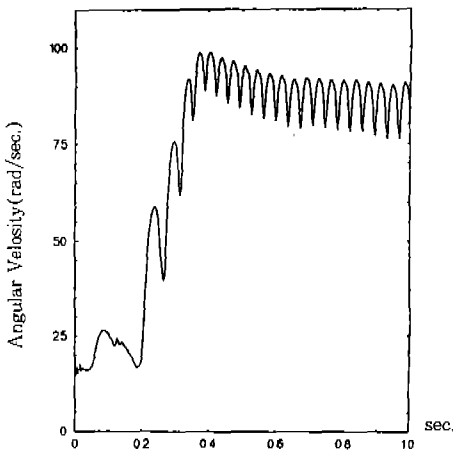


Fig.10 Angular Fluctuation Speed at Engine Start up in Flywheel with Conventional Clutch System

이 이동하고 이때 필연적으로 공진영역을 지나게 된다.

Fig.10와 Fig.11에서 바와 같이, 엔진이 스타트 페이스에 있는 동안, 토크변동이 정상상태에 이르는 시간은 두 시스템이 비슷하게 나타난다. 하지만 기존 클러치 시스템은 20(rad/s)에 이르는 각속도 변동을 보이나 D.M.F.시스템의 2차

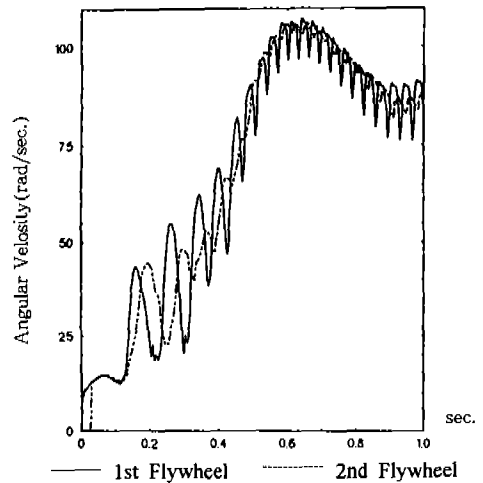


Fig.11 Angular Fluctuation Speed at Engine Start up with Dual Mass Flywheel System

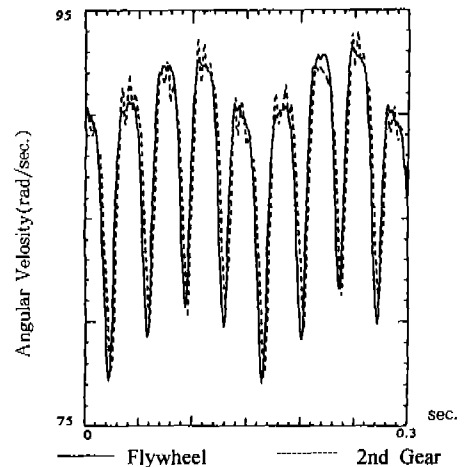


Fig.12 Angular Fluctuation Speed at Idling with Conventional Clutch System

플라이휠은 5~7(rad/s) 정도로 변동폭이 더 작음을 알 수 있다.

특히, D.M.F.시스템, Fig.11에서 1차 플라이휠의 토크 변동폭은 기존 클러치 시스템과 비교해 오히려 큰 부분도 있으나 2차 플라이휠에서 효과적으로 잡아주고 있음을 의미한다.

Fig.12는 공회전시, 기존 클러치 시스템에 의한 입력축에서의 비틀림 진동 저감 성능을 시간의 변화에 대해 알아본 것이다. 플라이휠의 각속

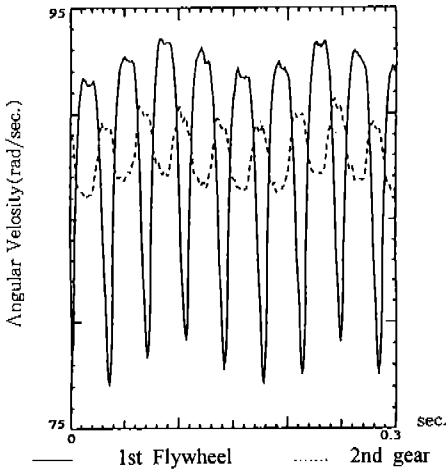


Fig.13 Angular Fluctuation Speed at Idling with Dual Mass Flywheel System

도변동과 거의 그대로 답습하고 있다. 하지만 Fig.13를 보면 D.M.F.시스템의 우월성을 매우 쉽게 알 수 있다. 공회전시 2차 플라이휠의 각속도 변동량은 1차 플라이휠에 비해 1/3이상 현저히 줄었음을 알 수 있다. 이는 D.M.F.시스템을 통해 엔진의 토크변동이 현저히 줄었기 때문이다.

정속주행 및 감속(Drive/Coast)시 입력축에서의 각속도 변동량은 기존 클러치 시스템과 D.M.F.시스템의 저감 성능을 아주 효과적으로 비교할 수 있는 모드이다.

Fig.14에서 보는 바와 같이 900~4,000rpm대에서 입력축의 각속도 변동량을 제측한 것이다. 기존 클러치 시스템의 각속도 변동 곡선을 살펴보면, 1,300rpm 그리고 2,000rpm대에서 공진이 발생함을 알 수 있다. 1,300rpm 영역의 공진은 휠의 관성과 타이어의 강성에 의한 공진 모드로 사료되고, 2,000rpm 영역에 존재하는 공진은 변속기 입력축의 관성과 비틀림 스프링의 강성에 의하여 발생된 모드로 판단된다.

Drive 모드에서 기존 클러치 시스템은 2,500~3,000rpm대에서 그 성능을 발휘하기 시작한다. 하지만 D.M.F.시스템은 900~1,000rpm대에서 이미 저감 성능을 발휘하여 해당 rpm 영역에서 공진이 발생되지 않음을 알 수 있다. 그리

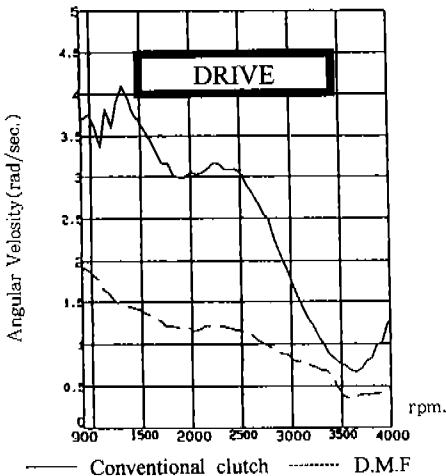


Fig.14 Angular Fluctuation Speed at Driving

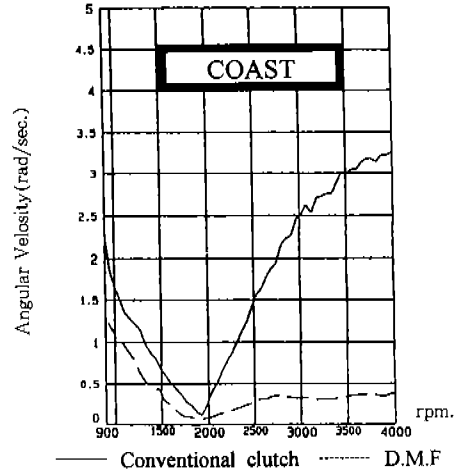


Fig.15 Angular Fluctuation Speed at Coast

고 3500rpm에서 가장 안정적인 비틀림 진동 저감 성능을 보인다.

Coast 모드, Fig.15에서도 마찬가지이다. 4,000rpm에서 900rpm까지 감속시켰을 때, D.M.F.시스템은 4,000~2,000rpm대에서 안정적인 비틀림 진동 저감 성능을 보이거나 기존 클러치 시스템은 그 변동폭이 매우 크다.

비틀림 진동 저감계의 강성계 및 감쇠계의 설계가 잘못 이뤄지면, 엔진의 토크변동보다 더 큰 진폭으로 공진을 일으키는 것은 당연하다.

본 논문에 의한 D.M.F.시스템은 1,000rpm대에서 이미 효과적인 비틀림 진동 저감 성능을 보임으로써, 기존 클러치 시스템이 2,500~3,000rpm대에서 저감 성능을 발휘하는 것과 비교된다. 즉, 2,00rpm대에서 발생하는 비틀림 진동을 본 논문에서 설계한 D.M.F.시스템을 이용하여 효과적으로 저감시킬 수 있음이 확인되었다.

물론, 더 많은 실험을 통하여 비교 및 평가되어야 하겠지만, D.M.F.시스템의 초기 동특성 설계에 본 논문을 이용할 수 있음이 증명되었다 할 수 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 시스템의 해석모델의 운동방정식으로부터 구한 전달률 함수를 이용하여, D.M.F.시스템의 초기 개발단계에서 고려되어야 할 설계변수에 대한 이론적 최적값을 유도하는 설계기법을 제시하였다.

설계변수의 동특성에 미치는 영향을 알아보기 위해, D.M.F.시스템에 대한 2자유도 해석모델을 세웠고, 이에 대한 전달률 함수를 이용하여 시스템의 동특성을 파악하였다.

관성질량비는 설계영역과 전달률 특성을 고려하여, 1을 선택하였다. 이는 비틀림 진동 실험결과와 우수한 저감 성능을 보임으로써, 그 타당성을 확인하였다.

본 논문에서 제시한 방법에 의해 설계한 D.M.F.시스템에 대한 비틀림 진동 저감 성능 평가 실험을 행하였다. 엔진 스타트시, 공회전시 그리고 구동시에 대한 실험결과, 기존의 클러치 시스템

만을 이용한 경우보다 우수한 저감 성능을 보임을 확인하였다.

본 논문의 결과를 종합하여, 다음의 결론을 내릴 수 있다.

- 1) 1차 플라이휠과 2차 플라이휠의 관성 질량비 $\left(\lambda = \frac{J_1}{J_2}\right)$ 는 $\lambda=1$ 일 때 가장 적절함을 확인하였다.
- 2) 본 논문에서 제시한 설계기법에 따라 시스템을 설계할 경우, 재료역학적 측면 및 동력전달 측면에서 보다 효율적인 D.M.F.시스템을 개발할 수 있다.
- 3) Yamamoto의 실험에 의한 결과와 비교하여 보다 효율적인 강성계와 감쇠계를 설계할 수 있다.
- 4) 신모델에 대한 D.M.F.시스템을 새로이 개발하는 경우, 본 논문에서 제시한 설계기법을 이용하여 시간적 경제적 낭비를 줄일 수 있다.

본 논문에서 제시한 설계기법을 통해, 시스템의 강성계와 감쇠계의 재료역학적 특성을 향상시킬 수 있고 시스템 전반의 효율을 높일 수 있다. 또한 개발 초기단계에서 최적값 또는 가장 근사한 값을 찾아낼 수 있어, 시행착오에 의한 경제적 시간적 낭비를 줄일 수 있다.

참 고 문 헌

1. R.L. Seaman, C.E. Johnson and R.F. Hamilton, "Component Inertial Effects on Transmission Design", SAE Paper, No. 841686, 1984.
2. W. Reik, 1986, LUK Company Report, Torsional Vib-Rations and Transmission Noise.
3. R. Singh, H. Xie and R.J. Comparin, "Analysis of Automotive Neutral Gear Rattle", Journal of Sound and Vibration, 1989.
4. M. Umeyama, K. Kobayashi, and T. Otake, "The Basic Consideration of the Two Mass Flywheel with the Torsional Damper", IMechE C420/020, 1990.

5. P.H. Valeo Corp. Report, "Development of Dual Mass Flywheel with wide angle" 1992.
6. G.J. Fudala, T.C Engle and A.V. Karvelis, "A Systems Approach to Reducing Gear Rattle", SAE Paper 870396, 1987.
7. L.F. Schule, 1986, LUK Company Report, "Dual Mass Flywheel".
8. S. Katou, T. Sumi, R. Kudou and K. Kobayashi, "Development of Engineering Flywheel with Torsional Damper", SAE Technical note Vol. 7, No. 3, 1986.
9. K. Yamamoto, M. Umeyama, "Consideration of a New Type Two-Mass Flywheel", SAE 911059, 1991.