

# Dual Mass Flywheel 시스템의 설계 파라미터에 관한 연구

Design parameters of Dual Mass Flywheel system with Elastic-Viscosity damper

송준혁\*, 강희용, 홍동표, 양성모 전북대학교 기계공학부

## Abstract

A Dual Mass Flywheel system is a evolution to the reduction of torsional vibration and impact noise occuring in powertrain when a vehicle is either moving or idling.

The name already explains what it is : The mass of the conventional single mass flywheel is divided. One section continues to belong to the mass moment of inertia of the engine-side. The other section increases the mass moment of inertia of the transmission-side. The 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, Dual Mass Flywheel has been developed again and again. But the prosidures of development of D.M.F system didn't have had difference from conventional clutch system's trial and error.

This paper presents the method for systematical design of D.M.F. system with demensionless design variables of D.M.F. system, mass ratio between two flywheels,  $\lambda$ , natural frequency rate of two flywheel  $s$ ,  $\gamma$ , and viscosity coefficient  $\xi$ . And experimental re-sults are used to prove these theoretical results.

## 1. 서 론

Dual Mass Flywheel 시스템(이하 D.M.F.)은, 정숙성에 대한 사회적 요구 및 기계역학적 요구를 모두 수용한 혁신적인 비틀림 진동 저감 대책이라 할 수 있다. 하지만 D.M.F.에 대한 연구가 많이 진행 되어왔음에도 불구하고, 그 개발과정은, 몇몇의 샘플 성능지수를 계산함으로써 그 경향을 살펴보고, 그 샘플 중에서 최적값을 결정하는 기존의 시행착오법에 의존하고 있는 실정이다 [1,2]. 그러나, 이 방법은 샘플 중에 최적값이 없을 경우, 불완전한 최적화가 되는 것이다. 따라서, 비틀림 강성계수와 마찰토크의 동특성을 이론적으로 설명할 필요가 있다.

본 논문에서는 등가 해석모델을 이용하여 시스템의 힘 전달률 함수를 구하고, 이들 설계 변수를 무차원화시켜, 각 변수에 대해 편미분함으로써 시스템의 최적설계 방법을 제시한다.

본 논문은 탄성연결 점성토크 타입 D.M.F. 시스템, fig. 1의 설계 파라미터에 대한 연구이다. 탄성연결 점성토크 타입 D.M.F. 시스템의 설계 변수로 1차 질량계(primary system)와 2차 질량계

(secondary system)의 질량비, 고유 진동수비, 그리고 점성계수비(viscosity rate)를 취한다. 해석모델로부터 힘의 전달률 함수를 구하고, 설계 변수를 무차원화시켜 D.M.F. 시스템의 동특성 설계를 위한 기준을 제시한다.

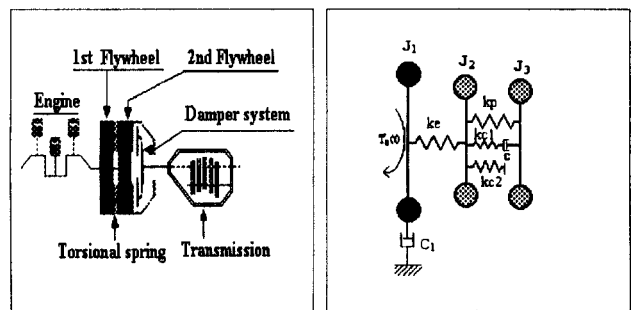


Fig. 1 Physical model for Dual Mass Flywheel

## 2. Dual Mass Flywheel

D.M.F. 시스템은 플라이휠을 둘로 나누고 그 사이에 비틀림 댐퍼를 장착한 것으로서, D.M.F.는 엔진의 출력 토크를 동력전달계에 부드럽게 전달 되게함은 물론, 기본적으로 비틀림진동과 소음 제거를 위한, 변동토크를 흡수할 수 있도록 설계되었다.

Fig. 2는 D.M.F. 시스템의 구조이다[3].

- Engine-side mass
- T/M-side mass
- 비틀림 강성계와 감쇠계
- 한계 토크 기구

엔진으로부터 들어오는 출력토크는 크랭크축을 통해 engine-side mass로 들어오고, 이는 비틀림 스프링과 T/M-side mass를 통해 동력전달계에 전달된다. 차량이 운전 중일 때, 비틀림 스프링은 엔진의 토크에 비례하여 변형된다. 이때, 토크 변동은 비틀림 스프링과 히스테리시스 기구를 통해 흡수된다. 그러므로 T/M-side mass는 토크 변동량을 감소시키면서 회전한다. 결론적으로, 동력 전달계의 비틀림진동은 현저히 감소한다.

## 3. D.M.F. 시스템의 설계 파라미터

### 3.1 질량비에 따른 공진회피 문제

본 절에서는 기존의 모달해석 등의 방법이

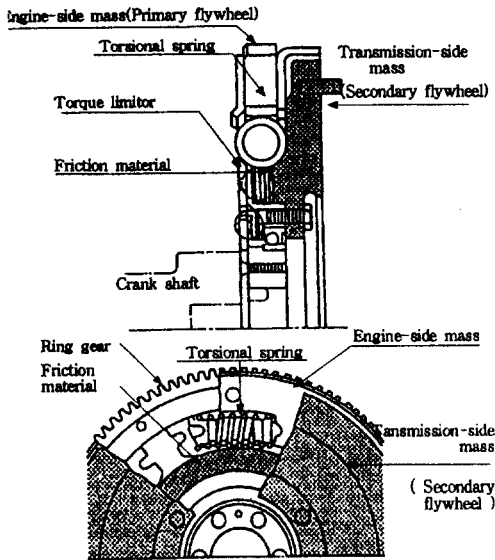


Fig. 2 Construction of Dual Mass Flywheel system

아닌, 시스템의 구조변수  $J_1, J_2, k_1$  그리고  $k_2$ 의 변화에 따른 공진 회피 특성을 살펴보고자 한다. Fig. 3-1에서와 같이 선형 2dof 모델을 가정한다.

$J_1$ 은 엔진을 포함한 1차 플라이휠의 등가 관성질량이 되고,  $J_2$ 는 클러치 시스템과 기어박스의 회전부분을 포함한 2차 플라이휠의 등가 관성질량이다.

$J_1$ 은 1차 플라이휠(약 60%), 크랭크 축(Con-Rod Ass'y)의 회전하는 부분 포함(35%), 허브토퍼의 일부분 등의 관성들을 모두 합한 것이다. 그리고  $J_2$ 는 2차 플라이휠과(50%), 클러치 커버(40%) 클러치디스크, 허브토퍼의 일부분, 트랜스미션 등의 관성들을 모두 합한 것이다[4].

정상상태 조화력에 의해 가진되는 2dof 스프링-질량계의 운동방정식은:

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1+k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T \sin(\omega_{dr} t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

이다. 정상상태  $\theta_i = \theta_i(t)$ ,  $i = 1, 2$ 의 해를 다음과 같이 가정한다.

$$\theta_1(t) = \theta_1 \sin(\omega_{dr} t), \theta_2(t) = \theta_2 \sin(\omega_{dr} t)$$

위 식에서 각 플라이휠의 진폭:

$$\theta_1 = \frac{(k_2 - J_2 \omega_{dr}^2) T}{(k_1 + k_2 - J_1 \omega_{dr}^2)(k_2 - J_2 \omega_{dr}^2) - k_2^2} \quad (2)$$

$$\theta_2 = \frac{k_2 T}{(k_1 + k_2 - J_1 \omega_{dr}^2)(k_2 - J_2 \omega_{dr}^2) - k_2^2}$$

구동 주파수 변화에 따른 공진회피 문제에서 질량비의 영향을 알아보기 위해, 질량과 강성을 무차원화시키면, 1차 플라이휠에 대한 2차 플라이

이휠의 전달률:

$$\frac{\theta_2 k_2}{T} = \frac{1 - \omega_{dr}^2 / \omega_2^2}{[1 + \lambda(\omega_2 / \omega_1)^2 - (\omega_{dr} / \omega_1)^2][1 - (\omega_{dr} / \omega_2)^2] - (\lambda(\omega_2 / \omega_1))^2} \quad (3)$$

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

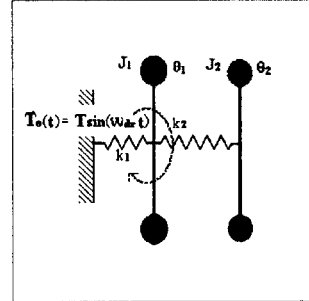


Fig. 3-1 Analytic model for mass ratio

Fig. 3-2는, 질량비  $\lambda=0.25$ 인 경우에 대한, 위 식의 절대값을 그린 곡선이다. 만약  $\omega_{dr}$ 이 시스템의 고유진동수  $0.782 \omega_2$  또는  $1.28 \omega_2$ 에 놓이게 되면, 시스템은 공진을 일으키게 된다. 사실, 시스템의 구동 주파수가  $|\theta_1 k_1 / T| > 1$ 을 벗어나게 되면, 가진력은 2차 플라이휠에 전달되어, 시스템의 진동은 더욱 커지게 된다. Fig. 3-3(b)에서 빗금친 부분은  $|\theta_1 k_1 / T| \leq 1$ 이 되는  $\omega_{dr} / \omega_2$ 의 값을 의미한다. 이 영역은 시스템 설계시, 작동 가능한 영역을 의미한다. 즉, 구동 주파수( $\omega_{dr}$ )는  $0.897 \omega_2 < \omega_{dr} < 1.103 \omega_2$  범위 내에 있어야 한다.

질량비  $\lambda$ 와 진동비  $\gamma$ ( $\gamma = \omega_{dr} / \omega_2$ )를 고려하면, 더욱 명쾌한 시스템을 설계할 수 있다. 이 무차원수는 간접적으로 시스템의 질량과 강성을 결정짓는다.

$\omega_{dr}$ 를 시스템의 고유진동수  $\omega$ 로 대체하고, 식(3)을  $\beta$ 에 대해 다시 쓰면:

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

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

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

식(5)는 질량비  $\lambda$ 와 진동비  $\gamma$ 에 따라 시스템의 고유진동수가 변화함을 표현한 것이다.

Fig. 3-3은  $\gamma=1$ 일 때,  $(\omega / \omega_2)$  변화에 따른 질량비에 대한 곡선이다. 감쇠가 없는( $\xi_{eq} = 0$ ), 진동수비  $\gamma$ 의 함수로 나타낸 시스템의 전달률의 크기는 fig. 3-2(b)에 나타난 것과 같다.  $\gamma=1$ 에서 0이지만  $\gamma=0.782$ 와  $\gamma=1.281$ 에서 무한대가 된다.

따라서, 질량비( $\lambda = \frac{J_2}{J_1}$ )는 클수록 좋으나,  $J_2$ 가  $J_1$ 보다 커지면, 공진대역에 걸릴 경우 더 큰 위험[4]을 초래할 수 있으므로,  $\lambda \leq 1$ 이 안전하다.

Fig. 3-4는  $\xi$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ 의 고정된 값에 대하여  $\lambda$ 가 응답에 어떻게 영향을 미치는지를 설명한다. 그림에서  $\xi = 0.25$ 일 때,  $|Xk|/T$ 을 가장 작게 만든

는 질량비  $\lambda$ 의 최대값은 1이다.

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

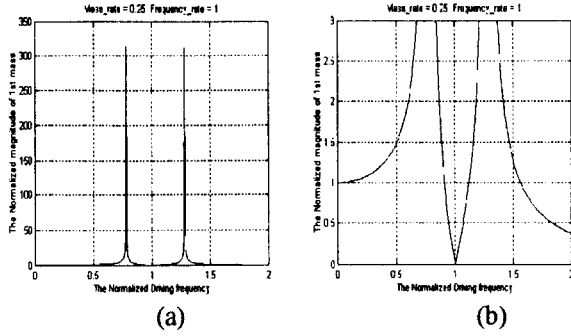


Fig. 3-2 Plot of normalized magnitude of the primary mass versus the normalized driving frequency rate

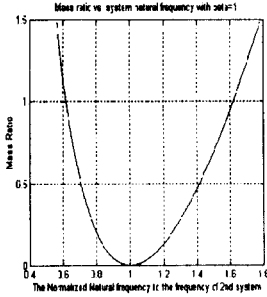


Fig. 3-3 Plot of mass ratio vs. system natural frequency rate with  $\zeta_\omega = 0.25$

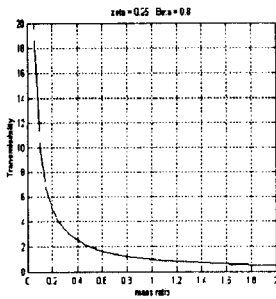


Fig. 3-4 Plot of transmissibility versus mass ratio

### 3.2 점성계수에 따른 동특성 변화

시스템의 전달률 함수의 도함수로부터 얻어진 특성방정식의 최대·최소를 계산한다.

점성감쇠계의 감쇠특성을 알아보기 위해, Fig. 3-5(a)와 같은 탄성연결 점성 감쇠계를 고려한

다. 공회전시  $J_1$ 은 엔진을 포함한 1차 플라이휠의 관성질량이고,  $J_2$ 는 클러치와 트랜스미션의 관성질량을 포함하는 2차 플라이휠의 관성질량이다.

본 논문에서는 1차 플라이휠에서 2차 플라이휠에 전달되는 상대적인 힘의 전달률 함수를 구하고, 그 함수를 이용하여 최적의 진동비와 점성계수비를 얻고자 한다. 따라서 시스템 설계파라미터  $k_1, k_2, c$ 의 어떤 조합이 전달률에 좋은 영향을 미치는가만을 평가하기 위해 fig. 3-5(a)는 fig. 3-5(b)와 같이 2차 플라이휠은 고정된 것으로 가정한다. 운동방정식은:

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + k_1 \theta_1 + k_2(\theta_1 - \theta_c) = T e^{j\omega_d t} \quad (7)$$

$$c \dot{\theta} = k_2(\theta_1 - \theta_c)$$

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

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

따라서, 시스템의 진폭  $\Theta_1, \Theta_c$ 는

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

$$\Theta_c = \frac{(k_2) T}{k_2(-J_1 \omega_d^2 + k_1 k_2 - k_2) + j c \omega_d (-J_1 \omega_d^2 + k_1 k_2)}$$

이다.

2차 플라이휠에 전달된 힘은 무차원수  $\gamma = \frac{\omega_d}{\sqrt{k_1/J_1}}$ ,

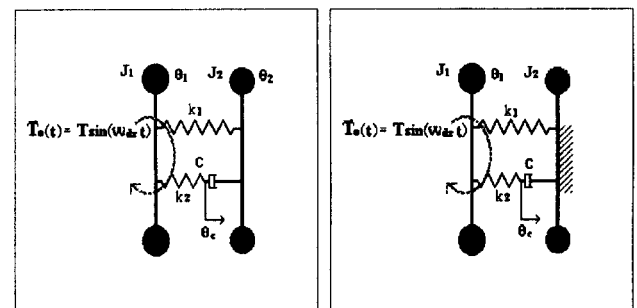
$\beta = \frac{k_2}{k_1}$ ,  $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k_1/J_1}}$ 을 대입하여, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

위 식은 fig. 3-5(b)의 계에 대한 전달률비를 나타낸다. 힘 전달률비는  $\gamma$ 와  $\zeta$ 의 함수,  $f(\gamma, \zeta)$ 의 1차 편미분을 이용하여 최적화시킬 수 있다.

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

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



(a) (b)

Fig. 3-5 Analytic model for damping characteristics

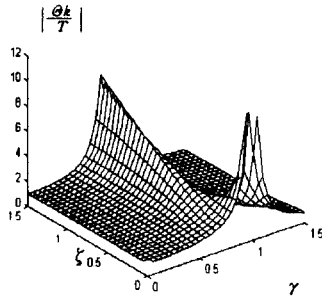


Fig. 3-6 Plot of magnitude of normalized primary system with  $\zeta$  and  $\gamma$

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

Fig. 3-6에서  $\zeta$ 와  $\gamma$ 의 안장점 값이 최대 전달함의 최소값을 갖는 최상의 설계가 된다. 안장점에서 전달률은 다음식과 같다.

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

위 식은 시스템의 최대 전달률 값을 의미한다. 따라서, 식(12)를 이용하여, 시스템의 최대 전달률을 초과하지 않는 진동수비  $\beta$ 를 얻을 수 있다.

#### 4. 이론식 검증

식(12)에서 제한된 최대 전달함의 최소 전달률을 얻기 위한, 진동수비( $\beta$ )를 얻을 수 있다. 이를 식(10)에 대입하여, 엔진의 구동주파수와 등가 관성 질량을 알고 있을 때,  $k_1, k_2$ 를 구할 수 있다. 이 경우, 질량비  $\lambda=1$ 로 가정한다.

다시, 진동수비  $\beta$ 를 식(11)에 대입하면 시스템에 요구되어지는 최적의 감쇠비를 얻을 수 있다.

위에서 열거한 이론식은, Yamamoto와 Umeyama의[5], 탄성연결 쿨롱토크 타입 D.M.F. 시스템에 대한 실험결과와 비교한다.

Yamamoto와 Umeyama는 탄성연결 쿨롱토크 타입 D.M.F. 시스템에 대한 실험을 수행하여, 최적의 설계변수를 구하였다.

Fig. 4-1은  $J_1=0.064N$ , 구동회전수  $n=600$  rpm 인 D.M.F. 시스템의  $k_1=200Nm/rad, k_2=850Nm/rad$ , 그리고  $c=0.2$ 일때의 전달률을 측정 한 것이다.

본 논문에서 제시한 이론식으로 구한 각 파라미터의 값과 비교한다. 위 시스템에서 전달률의 최대값은 3.40이므로, 식(12)에서  $\beta$ 는 4.20이 된다.

$$\left(\frac{T_T}{T}\right)_{\max} = 1 + \frac{\beta}{\sqrt{3}} = 3.40 \quad (13)$$

$$\beta = 4.20$$

식(3-24)에서:

$$\gamma_{\infty} = \sqrt{\frac{3(1+\beta)}{1+3\beta}} \quad \text{for } \beta = 4.20 \quad (14)$$

$$\gamma_{\infty} = 1.070$$

$$\gamma_{\infty} = \frac{\omega_{dr}}{\sqrt{k_1/J_1}}$$

여기서,  $\omega_{dr} = \frac{2\pi n}{60}$ ,  $n$  [RPM].

위 시스템에서  $J_1=0.064N, n=600$  rpm이므로 식(4-5)에 구동주파수  $\omega_{dr}=62.830$  rad/sec.를 대입하면,  $k_1$  값을 구할 수 있다.

$$k_1 = J_1 \cdot \left[\frac{\omega_{dr}}{\gamma_{\infty}}\right]^2 = 0.064 \cdot \left[\frac{62.830}{1.07}\right]^2 = 220.67 \quad (15)$$

진동수비  $\beta = \frac{k_2}{k_1}$ 에서  $k_2$ 의 강성값을 얻을 수 있다.

$$k_2 = 926.8 \quad (16)$$

마찬가지로,  $\beta$ 를 식(3-25)에 대입하면:

$$\begin{aligned} \zeta_{\infty} &= \sqrt{\frac{(1+3\beta)}{9(1+\beta)(3\beta-1)}} \\ &= \sqrt{\frac{(1+3 \times 4.2)}{9(1+4.2)(3 \times 4.2-1)}} \\ &= 0.158 \end{aligned} \quad (17)$$

Table 4.1은 Yamamoto와 Umeyama의 실험결과와 본 논문의 결과를 비교한 것이다. 요구되어지는 전달률에 대해 시스템의  $k_1, k_2$  값이 실험치보다 높게 나왔다. 스프링 강성값이 더 크면, 스프링의 수명도 그만큼 커진다. 결론적으로, 본 논문의 결과에 따라 요구되어지는 전달률에 대해 더 큰 스프링 강성값을 쓸 수 있고, 이는 스프링의 수명에도 좋은 결과를 미칠 것이므로 실험에 의한 Yamamoto의 결과보다 시스템에 대한 최적의 강성계 설계가 이뤄졌다고 말할 수 있다.

Table 4.1 The Comparison between experimental and theory with  $(\text{Transmissibility})_{\max}=3.4$  and  $J_1=0.064$  and  $\omega_{dr}=600$  rpm.

	$k_1$ [Nm]	$k_2$ [Nm]	$\zeta$
Yamamoto	200	850	0.2
This paper	220.67	926.8	0.158

전달률이 3.4일 때, fig. 4-1에서, 점성감쇠비는 0.2이다. 본 논문의 결과에서  $\xi = 0.158$ 이므로, 그만큼 낮은 점성 감쇠비로도 요구되어지는 전달률을 얻을 수 있음을 의미한다. 점성 감쇠비가 낮을수록 기어박스에서 기어의 시프트(shift) 효율이 높고, 점성에 의한 드래그 토크가 그만큼 낮아 에너지 효율도 높아진다.

Fig. 4-2는 위의 결과를 종합하여 fig. 3-5(b)에 대한 시뮬레이션 결과이다. Yamamoto의 실험 결과와 매우 잘 일치함을 알 수 있다. 따라서 요구되어지는 전달률 3.40을 얻기 위해, 본 논문의 결과를 이용할 수 있음이 증명되었다. 그리고 각 부품의 수명면에서 볼 때, 본 논문의 결과를 따르는 것이 보다 최적 시스템에 가깝다고 말할 수 있다.

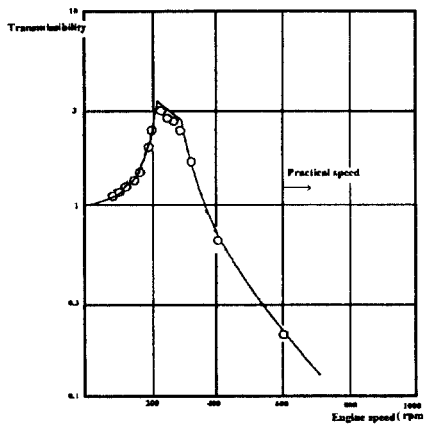


Fig. 4-1 Measured Transmissibility (forced by angular displacement 0.02 rad with  $k_1 = 200 \text{ Nm/rad}$ ,  $k_2 = 850 \text{ Nm/rad}$ )[5]

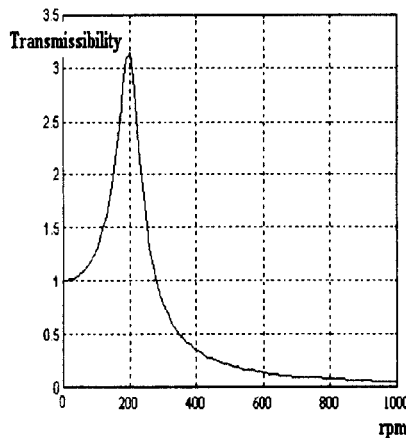


Fig. 4-2 Theoretical result

## V. 결 론

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

설계변수의 동특성에 미치는 영향을 알아보기 위해, D.M.F. 시스템에 대한 2dof 해석모델을 세웠고, 이를 이용하여 구한 전달률 함수를 1차 편미분함으로써 최적의 구동주파수비와 감쇠비를 얻었다.

(1) 질량비( $\lambda = \frac{J_2}{J_1}$ )는  $\lambda = 1$ 일 때 최대 전달힘에 대한 최소 전달률을 얻을 수 있다.

질량비와 진동수비, fig. 3-4에서 볼 때, 질량비는 작을수록 좋은 결과를 보이나, 전달률과 질량비선도 fig. 3-5에서 질량비가 클수록 좋다. 따라서 전달률과 고유진동수를 고려할 때, 질량비는 1일때가 가장 적절하다.

(2) 전달률 함수,  $f(\gamma, \xi)$ 에서  $\frac{\partial f(\gamma, \xi)}{\partial \xi}$ 로부터  $\gamma_{\infty}$ 를 얻을 수 있다.

해석모델로부터 구한 전달률 함수는 무차원화된 구동주파수비  $\gamma$ 와 감쇠비  $\xi$ 의 함수로 되어 있으므로, 감쇠비  $\xi$ 에 대해 편미분하여 시스템에 대한 최적의 구동주파수비  $\gamma_{\infty}$ 를 얻을 수 있다.

(3) 전달률 함수,  $f(\gamma, \xi)$ 에서  $\frac{\partial f(\gamma, \xi)}{\partial \gamma}$ 로부터  $\xi_{\infty}$ 를 얻을 수 있다.

무차원화된 전달률 함수를 구동주파수비  $\gamma$ 에 대해 편미분하고,  $\gamma_{\infty}$ 를 대입하면  $\xi_{\infty}$ 를 얻을 수 있다.

(4) 전달률의 최대값을 제한하기 위한 두 질량사이의 고유진동수비를 전달률 함수로부터 얻을 수 있다.

질량비가  $\lambda = 1$ 일 때, 2dof시스템의 구동주파수비  $\gamma_{\infty}$ 와 감쇠비  $\xi_{\infty}$ 는 고유진동수비  $\beta$ 만의 함수이므로, 이를 전달률 함수에 대입하면, 전달률의 최대값은 고유진동수비만의 함수로 표현된다.

위의 결과를 이용하여 D.M.F. 시스템의 강성계와 감쇠계를 설계할 수 있다.

Yamamoto의 실험결과와 비교하여 본 논문의 타당성을 입증하였다. 따라서 본 논문의 결과를 이용한다면, D.M.F. 시스템 개발 초기단계에서 시행착오에 의한, 경제적 시간적 낭비를 줄일 수 있을 것이다.

## VI. 참 고 문 헌

- [1] R.L. Seaman, C.E. Johnson and R.F. Hamilton, 1984, SAE Paper No. 841686, Component inertial effects on transmission design.

- [2] L.F. Schule, 1986, LUK Company Report, Dual Mass Flywheel.
- [3] S. Katou, T. Sumi, R. Kudou and K. Kobayashi, 1986, SAE Paper Technical note Vol.7, No.3, Development of engineering flywheel with torsional damper
- [4] P.H. Valeo Corp. Report, 1992, Development of Dual Mass Flywheel with wide angle.
- [5] K. Yamamoto, M. Umeyama, 1991, SAE Paper 911059, Consideration of a New type Two-Mass Flywheel.