

전달 행렬을 이용한 강체 운동 측정의 정확도 개선

Improving Accuracy of Measurement of Rigid Body Motion by Using Transfer Matrix

고 강 호* · 국 형 석**
Kang-Ho Ko and Hyungseok Kook

Key Words : Rigid Body Motion (강체 운동), Correlation Coefficient (상관 계수), Transfer Matrix (전달행렬), Engine Mount System (엔진 지지계)

ABSTRACT

The rigid body characteristics (value of mass, position of center of mass, moments and products of inertia) of mechanical systems can be identified from FRF data or vibration spectra of rigid body motion. Therefore the accuracy of rigid body characteristics is connected directly with the accuracy of measured data for rigid body motions. In this paper, a method of improving accuracy of measurement of rigid body motion is presented. Applying rigid body theory, all translational and rotational displacements at a tentative point on the rigid body are calculated using the measured translational displacements for several points and transfer matrix. Then the estimated displacements for the identical points are calculated using the 6 displacements of the tentative point and transfer matrix. By using correlation coefficient between measured and estimated displacements, we can detect the existence of errors that are contained in a certain measured displacement. Consequently, the improved rigid body motion with respect to a tentative point can be obtained by eliminating the contaminated data.

1. 서론

어떤 물체의 강체 진동은 저주파수 영역에서 매우 중요한 운동 특성이 될 수 있다. 그 예로 자동차의 엔진은 보통 30 Hz 미만의 비교적 저주파 영역에서 엔진 마운트 시스템과 관련하여 강체 진동을 하게 되는데, 이러한 진동은 차량 주행중의 파워 플랜트 셰이크(power plant shake), 공회전시의 진동 및 부밍 소음, 그리고 차량 출발시의 서더(shudder) 등과 같은 저주파성 진동/소음 현상과 직접적으로 관련이 있다. 또, 비교적 저주파 영역인 20 Hz 미만의 영역에서 자동차 차체의 진동은 현가 시스템과 관련된 강체 진동 특성을 나타내게 되는데, 이러한 현상은 차량이 굴곡이 있는 도로를 주행하거나 노면의 요철

을 통과할 때의 승차감과 밀접한 관련이 있다.

따라서 강체의 관성(inertia) 특성의 파악은 강체 운동의 분석에 있어서 매우 중요하기 때문에 복잡한 형태의 강체일 경우에는 실험적으로 그 특성을 구하는 방법이 많이 제시되고 있다[1-4]. 그리고 강체 운동에 의한 진동 특성은 모드 시험(modal test)에 의한 모드 형상이나 실제 운동중의 강체 진동 응답인 ODS (operational deflection shapes)에 의하여 그 특성을 파악할 수 있다.

그러나 이러한 강체운동과 관련된 시험을 수행함에 있어서 측정 장비의 교정(calibration) 오류, 측정 센서의 위치나 방향의 불일치, 그리고 공진 현상 등에 의하여 입력 신호나 응답 신호와 같은 측정 신호에 오차가 포함될 수 있다. 또한 측정된 신호를 분석할 때에도 오차가 발생할 수 있는데, 특히 측정된 신호를 이산 푸리에 변환할 경우 스펙트럼의 이산성에 의하여 공진 주파수 영역에서 말뚝 울타라 효과(picket fence effect)에 의한 오차가 크게 발생될

* 국민대학교 자동차공학전문대학원

E-mail : kokangho@kookmin.ac.kr

Tel : (02) 910-4686, Fax : (02) 910-4718

** 국민대학교 자동차공학전문대학원

수 있다. 따라서 신호에 포함되어 있는 오차의 크기를 줄이기 위하여 많은 방법들이 이용되고 있는데, 주파수 응답 함수(FRF)를 측정할 때 $H_1(f)$ 나 $H_2(f)$ 와 같은 FRF estimator 를 사용함으로써 공진 점이나 반공진점에서 오차가 적게 포함된 주파수 응답 함수를 구할 수 있다. 또한 신호 분석시에 서클 피팅(circle fitting)과 같은 다양한 곡선 맞추기(curve fitting) 방법을 사용하여 측정된 신호에 포함되어 있는 오차 성분을 제거할 수도 있다.

특히 강제 진동의 경우 측정 신호에 포함되어 있는 오차 성분은 강제 운동 조건을 적용하면 효과적으로 제거되는 특징이 있다. 따라서 본 연구에서는 여러 지점에서 측정된 병진 변위를 이용하여 임의의 한 점에 대한 6 자유도 변위를 구한 후, 강제 운동 조건을 이용하여 각 측정점에 대한 병진 변위를 다시 구함으로써 개선된 병진 변위를 구하는 방법을 제시하였다. 이 방법은 결과적으로 J. Crowley 등 [5]이 제시한 방법-임의의 지점의 3 자유도 모드 형상 벡터를 6 자유도의 기저 벡터로 분해할 때 선형 결합(linear combination)의 계수로 사용되는 모드 관여 요소(modal participation factor)를 이용하여 강제 운동을 개선하는 방법-과 그 결과가 일치하고 있으며, 측정된 신호와 개선된 신호간의 상관 계수(correlation coefficient)를 이용하여 측정 신호에 포함되어 있는 오차의 크기를 쉽게 파악할 수 있는 특징이 있다.

2. 강제 운동 이론

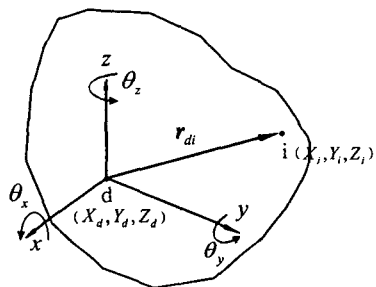


Fig. 1 Coordinates system of a rigid body.

강체 위의 점 i 의 병진 변위 x_i 는 임의의 점 d 에 대한 병진 변위 벡터 x_d 와 회전 변위 벡터 θ_d 를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$x_i = x_d + \theta_d \times r_{di} \quad (1)$$

여기서 r_{di} 는 점 d 에 대한 점 i 의 위치 벡터이다.

두 점 i 와 d 의 좌표가 각각 (X_i, Y_i, Z_i) 와 (X_d, Y_d, Z_d) 일 때, 식 (1)을 행렬을 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & Z_i - Z_d & -Y_i + Y_d \\ 0 & 1 & 0 & -Z_i + Z_d & 0 & X_i - X_d \\ 0 & 0 & 1 & Y_i - Y_d & -X_i + X_d & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix}_d \quad (2)$$

이 식을 임의의 두 점 $P_1(X_1, Y_1, Z_1)$, $P_2(X_2, Y_2, Z_2)$ 에 적용하면 두 점의 병진 변위와 점 d 의 변위와의 관계는 다음 식과 같이 6×6 의 정방행렬(square matrix)로써 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ x_2 \\ y_2 \\ z_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & Z_1 - Z_d & -Y_1 + Y_d \\ 0 & 1 & 0 & -Z_1 + Z_d & 0 & X_1 - X_d \\ 0 & 0 & 1 & Y_1 - Y_d & -X_1 + X_d & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & Z_2 - Z_d & -Y_2 + Y_d \\ 0 & 1 & 0 & -Z_2 + Z_d & 0 & X_2 - X_d \\ 0 & 0 & 1 & Y_2 - Y_d & -X_2 + X_d & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix} \quad (3)$$

따라서 점 d 의 변위는 식(3)에 나타나 있는 정방행렬의 역행렬을 이용하여 구할 수 있다. 그러나 이 정방행렬은 두 점의 좌표에 관계없이 항상 계수(rank)는 6 보다 작고 정방행렬의 행렬식(determinant)은 0 이 된다.

$$\det \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & Z_1 - Z_d & -Y_1 + Y_d \\ 0 & 1 & 0 & -Z_1 + Z_d & 0 & X_1 - X_d \\ 0 & 0 & 1 & Y_1 - Y_d & -X_1 + X_d & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & Z_2 - Z_d & -Y_2 + Y_d \\ 0 & 1 & 0 & -Z_2 + Z_d & 0 & X_2 - X_d \\ 0 & 0 & 1 & Y_2 - Y_d & -X_2 + X_d & 0 \end{bmatrix} = 0 \quad (4)$$

그러므로 점 d 의 변위를 구하기 위해서는 행렬의 계수가 6 이 되는 행렬을 구성하여야 하므로 다음과 같이 3 점 이상에 대한 전달행렬이 필요하게 된다.

$$X_i = T_{id} X_d \quad (5)$$

여기서,

$$X_i = \begin{Bmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix}, \quad n \geq 3$$

$$X_d = \begin{Bmatrix} x_d \\ \theta_d \end{Bmatrix}$$

$$T_{id} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & Z_1 - Z_d & -Y_1 + Y_d \\ 0 & 1 & 0 & -Z_1 + Z_d & 0 & X_1 - X_d \\ 0 & 0 & 1 & Y_1 - Y_d & -X_1 + X_d & 0 \\ & & & \vdots & & \\ 1 & 0 & 0 & 0 & Z_n - Z_d & -Y_n + Y_d \\ 0 & 1 & 0 & -Z_n + Z_d & 0 & X_n - X_d \\ 0 & 0 & 1 & Y_n - Y_d & -X_n + X_d & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

여기서 T_{id} 는 병진 변위 벡터 X_i 와 d 점의 변위 벡터 X_d 사이의 전달행렬이다. 병진 변위 벡터 X_i 는 임의의 3 점 이상에 대한 변위로 구성되어야 하며, 최소 6 개의 변위로 구성될 수 있다. X_i 가 6 개 이상의 변위로 구성될 때 전달행렬 T_{id} 는 정방행렬이 아니므로 d 점의 변위 벡터 X_d 는 다음과 같이 일반화된 역행렬(generalized inverse matrix)을 사용하여 구할 수 있다.

$$X_d = (T_{id}^T T_{id})^{-1} T_{id} X_i \quad (7)$$

이 식은 임의의 지점의 병진 변위를 이용하여 특정 지점의 병진 변위와 회전 변위를 구할 수 있음을 의미한다. 따라서 식 (7)과 식 (5)를 이용하면 임의의 지점에 대한 병진 변위 X_j 를 d 점의 6 개의 변위를 이용하여 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$X_j = T_{jd} (T_{id}^T T_{id})^{-1} T_{id} X_i \quad (8)$$

여기서 T_{jd} 는 병진 변위 벡터 X_j 와 d 점의 변위 벡터 X_d 사이의 전달행렬이다. 이 식에서 X_i 가 변위 X_i 의 강제운동 조건을 확인하는데 사용될 경우에는 행렬 T_{jd} 는 T_{id} 와 같게 되고, X_j 는 개선된 \tilde{X}_i 가 된다. 이 때 X_i 와 \tilde{X}_i 의 상관 관계는 다음의 상관계수(correlation coefficient)를 이용하여 구할 수 있다.

$$\gamma^2(X_i, \tilde{X}_i) = \frac{\text{Cov}^2(X_i, \tilde{X}_i)}{\text{Var}(X_i)\text{Var}(\tilde{X}_i)} \quad (9)$$

여기서 Cov()는 공분산(covariance)을 의미하고, Var()은 분산(variance)을 의미한다. 이 상관계수는 X_i 와 \tilde{X}_i 의 선형관계의 강도에 대한 척도로 사용될 수 있는데, 0 에서 1 사이의 값을 가지게 된다. 완전한 강제 운동일 경우 1의 값을 가지게 되며, 보통 1 이하의 값을 가지게 된다.

또한 식 (8)이 다른 임의의 점에 대한 강제 운동

의 변위를 구하고자 하는데 사용될 경우에는 전달행렬 T_{jd} 는 식 (6)에 나타나 있는 것과 같이 구하고자 하는 지점의 좌표를 이용하여 구성할 수 있다.

3. 엔진 마운트 시스템에 대한 적용

3.1 DSIM 이론

DSIM(Direct System Identification Method)은 진동 시스템의 동특성에 대한 파라미터를 구하는 하나의 방법으로써, 일반적으로 저주파 강제 진동과 관계되는 시스템의 특성을 실험적으로 구하는데 이용된다[6].

일반적인 점성 감쇠 시스템의 n 자유도계 운동방정식을 푸리에 변환(Fourier transform)하면 다음과 같다.

$$(M - \frac{j}{\omega_i} C - \frac{j}{\omega_i^2} K) X_i = F_i \quad (10)$$

여기서,

- ω_i : 가진 주파수
- X_i : 응답 가속도 벡터
- F_i : 가진력 벡터

모든 가진 주파수 ω_i ($i=1,2,\dots,N$)에서 식(10)을 만족하고, ω_1 에서 ω_N 까지 상응하는 가진력 F_1, \dots, F_N 에 대한 응답 가속도는 각각 X_1, \dots, X_N 이다. 이 식을 만족시키는 N 개의 식을 종합하여 행렬 형태로 표현하면 다음과 같다.

$$MX - jCX[\text{diag}(\omega^{-1})] - KX[\text{diag}(\omega^{-2})] = F \quad (11)$$

여기서 [diag()]는 $N \times N$ 의 크기를 갖는 대각행렬(diagonal matrix)을 의미하며, X 와 F 는 각각 벡터 X_i 와 F_i 로 구성된 $n \times N$ 의 복소 행렬이므로 이들을 실수부와 허수부로 분리하면 식(11)은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} X_R^T & -j[\text{diag}(\omega^{-1})]X_I^T & -[\text{diag}(\omega^{-2})]X_R^T \\ X_I^T & -j[\text{diag}(\omega^{-1})]X_R^T & -[\text{diag}(\omega^{-2})]X_I^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M \\ C \\ K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_R^T \\ F_I^T \end{bmatrix} \quad (12)$$

여기서 하첨자 R 과 I는 각각 실수부와 허수부를 의미한다. 따라서 가진 시험을 통하여 가진 주파수, 가진력, 응답 가속도를 구할 수 있으므로 식(12)를 이용하면 미지수 행렬 M, C, K 를 구할 수 있다.

3.2 강제 운동 조건의 적용

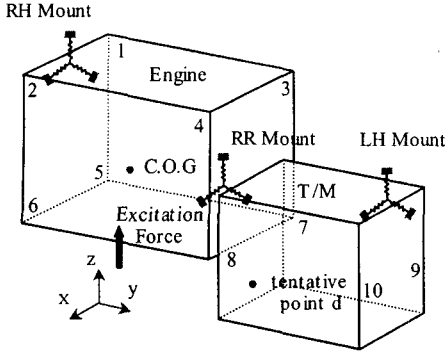


Fig. 2 Configuration of an engine mount system.

소형 승용차에 탑재되는 배기량 1,600 cc 의 4 기통 엔진을 대상으로 하여 엔진의 질량, 질량중심의 좌표, 질량 관성 모멘트 등과 같은 관성특성과 마운트의 스프링 상수, 점성 계수와 같은 마운트의 동특성을 DSIM 을 이용하여 구하였다. 이 때 강제 운동 조건을 이용하여 운동의 정확도를 개선한 실험 데이터와 측정된 원래의 데이터를 사용하여 구한 각각의 결과의 차이를 고찰하였다.

보통 승용차에 있어서 50 Hz 이하의 주파수 영역에서는 엔진은 강제 운동을 한다고 가정할 수 있으므로, Fig. 2 와 같은 엔진 마운트 시스템의 운동은 x, y, z 방향의 병진 운동과 이 세 방향을 중심으로 한 회전 운동에 대한 6 자유도계로 모델링 할 수 있다. 보통 식(10)과 같은 운동 방정식은 질량 중심에 대한 거동을 기술하게 되지만, 질량 중심의 좌표를 모를 경우에는 임의의 점을 기준으로 한 운동방정식을 이용하여야 한다. 이 때 얻어지는 M, C, K 행렬은 임의의 점에 대한 행렬이 된다.

엔진이 저주파 영역에서 강제 운동을 한다는 가정

Table 1 Positions of points on an engine.

Points	No.	Coordinates [mm]		
		x	y	z
Excitation		-248	-425	137
Measurement	1	102	-350	384
	2	-103	-350	409
	3	92	0	384
	4	-93	0	409
	5	98	-263	-41
	6	-153	-275	0
	7	142	19	-40
	8	-223	19	20
	9	12	351	40
	10	-183	351	27
Mount location	1	-101	368	302
	2	-8	-562	282
	3	-408	15	-175
Tentative		0	0	0

하에 엔진 표면에서 측정된 가속도와 가진력은 식 (7)을 이용하여 가상의 점 d 의 가속도 X_d 와 F_d 로 변환시킬 수 있다. 그러나 여러 지점에서 측정된 가속도 신호에는 오류가 포함될 수 있으며, 이것은 식 (9)를 이용하여 확인할 수 있다. 본 연구에서는 Table 1 에 나타나 있는 엔진 표면상의 10 곳에서 3 방향에 대한 30 개의 가속도와 하나의 가진력을 측정하였는데, 이 때 이너턴스(inertia)를 측정함으로써 가속도와 가진력을 동시에 측정하였다. 이러한 과정을 통하여 측정된 가속도 스펙트럼의 정확도는 Fig. 3 에 나타나 있는 것과 같다. 주로 공진이 나타나는 주파수 영역에서 정확도가 많이 떨어지고 있는데, 특히 세 번째 모드에 해당되는 7 Hz 부근에서 상관 계수의 값이 0.2 정도로서 강제 운동 조건에서 많이 벗어나고 있음을 볼 수 있다. 이것은 입력신호에 노이즈가 있을 경우에 주파수 응답 함수로 $H_i(f)$ 추정치(estimator)를 사용하거나, 스펙트럼의 주파수 간격(resolution)이 넓을 경우 말뚝 울타리 효과(picket fence effects)가 크게 나타나기 때문인 것으로 추정된다.

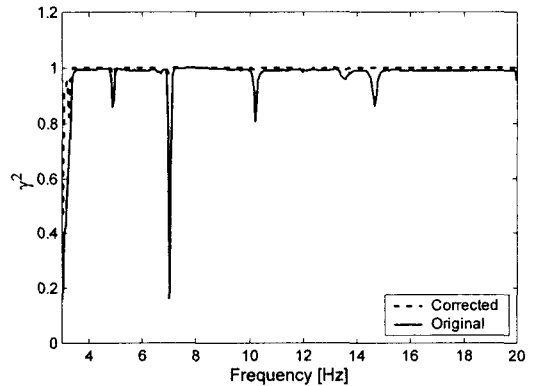


Fig. 3 Comparison of the correlation coefficients between original and improved accelerations.

따라서 강제운동의 정확도를 떨어뜨리는 가속도 데이터를 제거하기 위하여 측정 가속도 신호의 상관 계수의 오차에 대한 민감도를 구하였다. 전체 30 개의 측정된 가속도 신호 중에서 12 번(No. 4 의 z 방향) 데이터의 민감도가 가장 크게 나타났으며, 24, 3, 21, 4, 9, 10, 1, 8, 18, 2, 22, 17, 11, 23, 5, 14, 15 번 데이터의 순서로 기여도가 나타났다. 이러한 가속도 데이터를 제외함으로써 Fig.3 에 나타나 있는 것과 같이 상관계수가 상당히 개선됨을 볼 수 있으며, 제외한 데이터의 수가 증가함에 따라서 6 개의 피크 주파수에서의 상관계수의 오차가 Fig. 4 와 같이 감소되고 있다.

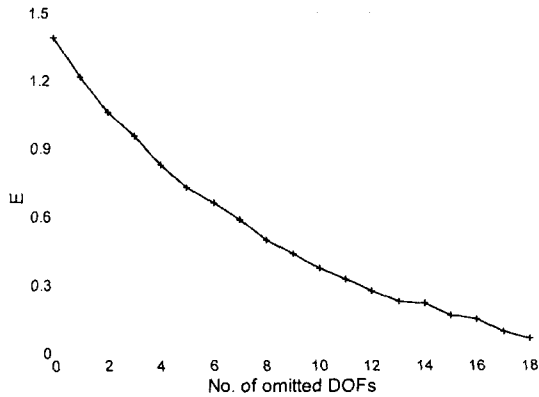


Fig. 4 Decrease of error of correlation coefficient according to number of omitted dofs.

앞에 나타나 있는 18 개의 데이터를 제외한 나머지 데이터를 이용하여 개선된 강체 운동 조건으로 계산한 가속도와 실제로 측정된 가속도 신호와의 차이를 살펴 보았다. 하나의 예로 Fig. 5 는 오차에 대한 민감도가 큰 12 번 자유도에 대하여 계산에 의하여 개선된 가속도와 측정된 가속도의 차이를 나타내고 있다. 주로 7 Hz 와 10 Hz 부근에서 큰 차이가 나타나고 있으며, 이러한 큰 차이들이 각각의 주파수에서 상관계수의 값을 낮추는 역할을 하고 있음을 알 수 있다.

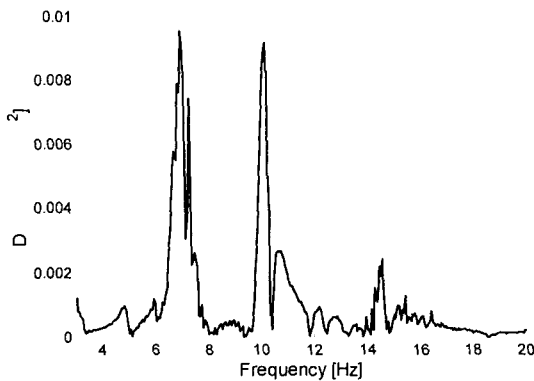
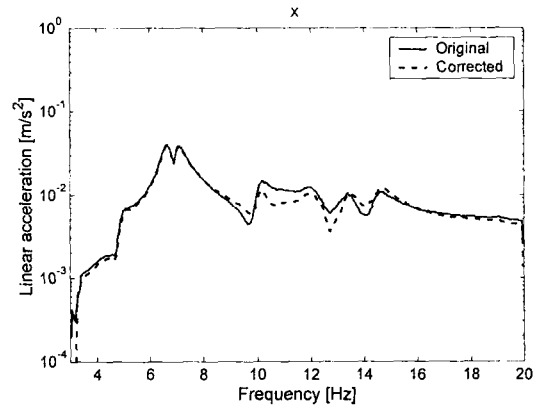


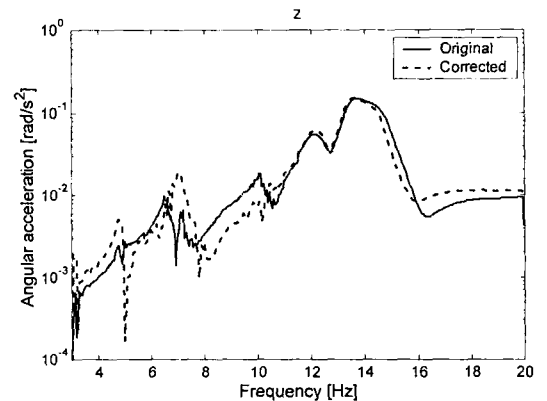
Fig. 5 Difference of acceleration between measured and improved signals for 12th dofs.

Fig.6 은 임의의 지점 P(0,0,0)에서의 x 방향으로의 병진운동과 z 방향으로의 회전운동에 대한 개선된 가속도 스펙트럼과 개선되지 않은 원래의 가속도 스펙트럼을 비교하여 나타내고 있다. 두 경우 모두 피크 주파수에서 차이가 나타나고 있으므로 개선되지 않은 스펙트럼은 강체운동 조건을 만족하지 못한다고 볼 수 있으며, 특히 z 방향에 대한 회전운동의

경우 많은 차이가 발생함을 알 수 있다. 이것은 엔진이 z 방향으로만 가진 되었으므로 z 축에 대한 회전방향으로의 가진이 제대로 이루어 지지 않았기 때문이다.



(a) Translational dof (x-dir.)



(b) Rotational dof (z-dir.)

Fig. 6 Comparison of simulated accelerations between measured and improved signals for a tentative point.

3.3 DSIM 의 결과

강체운동 조건을 만족하는 가속도 데이터만을 이용하여 임의의 지점 P(0,0,0)에서 병진 및 회전 자유도에 대한 가속도 스펙트럼과 가진력 스펙트럼을 계산하였다. 이러한 각각의 스펙트럼을 이용하여 피크가 발생하는 6 개의 주파수에서의 가속도와 가진력으로 6×6 의 X 와 F 행렬을 구성하였으며, 이 행렬을 이용하여 M , C , K 행렬을 계산하였다. 이 행렬로부터 엔진의 질량중심의 좌표 및 질량 관성 모멘트와 마운트의 스프링 상수, 점성 계수를 구하였다. 이러한 값들에 대한 정확한 데이터가 없기 때문에 강체운동 조건을 만족하는 가속도 스펙트럼을 사용하여 구한 값과 강체운동 조건을 만족하지 못하는

스펙트럼을 사용하여 구한 값의 차이를 비교하였다. Table 2 에 나타나 있는 것과 같이 두 경우의 결과가 많은 차이를 보이고 있으며, 특히 마운트의 강성에 있어서 강체 조건을 만족하지 못하는 데이터를 사용한 경우 음수가 나타나고 있다.

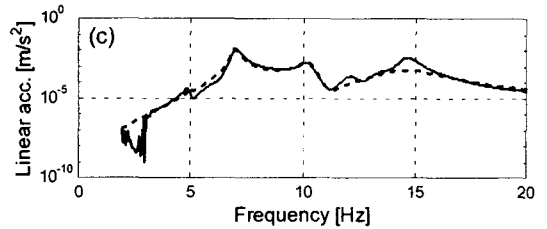
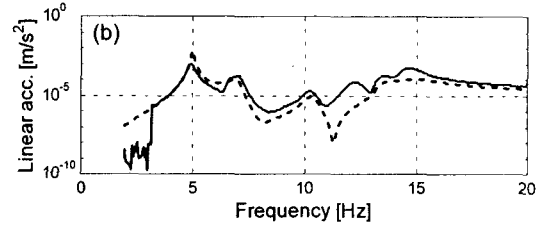
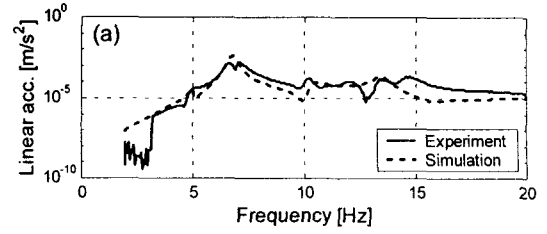
Table 2 Identified values of parameters of an engine mount system by DSIM.

Parameter		Identified value		
		Original	Corrected	
C.G. [mm]	x	-50.5	-56.6	
	y	-100.9	-125.4	
	z	108.1	79.8	
MOI [kg·m ²]	I _{xx}	10.16	10.20	
	I _{yy}	4.97	5.22	
	I _{zz}	8.47	8.41	
Stiffness [N/m]	Mount #1	x	1.37×10 ⁵	1.18×10 ⁵
		y	1.62×10 ⁵	1.12×10 ⁵
		z	2.20×10 ⁵	1.98×10 ⁵
	Mount #2	x	1.62×10 ⁵	1.41×10 ⁵
		y	0.45×10 ⁵	0.59×10 ⁵
		z	1.36×10 ⁵	1.47×10 ⁵
	Mount #3	x	0.91×10 ⁵	1.18×10 ⁵
		y	-0.17×10 ⁵	0.16×10 ⁵
		z	0.00×10 ⁵	0.02×10 ⁵
Damping [N/m/s]	Mount #1	x	71.5	240.4
		y	247.1	-134.2
		z	424.4	673.8
	Mount #2	x	310.9	113.8
		y	633.6	1886.8
		z	152.6	71.4
	Mount #3	x	-4.7	214.2
		y	-28.3	-377.1
		z	-88.5	-112.5

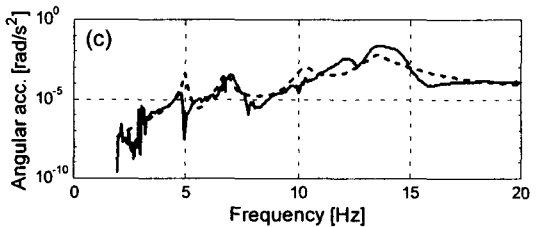
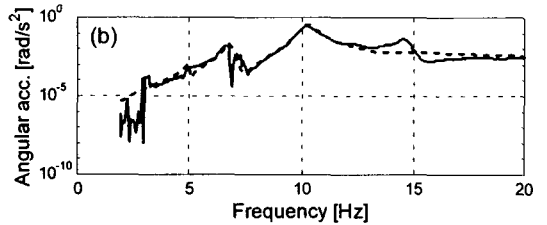
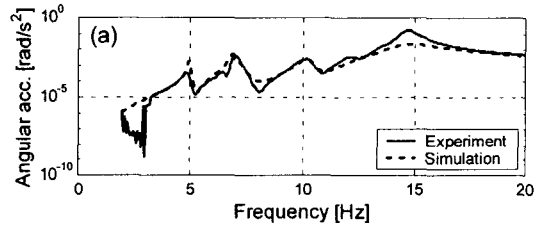
Table 2 에 나타나 있는 질량중심의 좌표 및 질량 관성 모멘트와 마운트의 스프링 상수를 이용하여 고유치 해석을 수행하였으며, 모드 시험 결과와 고유진동수를 비교하였다. Table 3 에 나타나 있는 것과

Table 3 Comparison of natural frequencies between modal test and eigen analysis.

No.	Test	DSIM	
		Original data	Corrected data
1	4.94	5.16	5.01
2	6.59	6.61	6.75
3	7.08	7.03	6.98
4	10.26	10.25	10.28
5	13.50	14.08	13.56
6	14.76	14.81	14.74



(a) Linear accelerations



(b) Angular accelerations

Fig. 7 Simulated accelerations at a tentative point using the identified parameters from improved data.

같이 개선된 파라미터를 사용한 경우에는 모드 시험 결과와 잘 일치되고 있으나, 개선되지 않은 파라미터를 사용한 경우에는 5 번째 모드(yawing 모드)에서 차이를 보이고 있다.

또한 Table 2 에 나타나 있는 파라미터를 이용하여 역으로 임의의 점 P(0,0,0)에서의 가속도 스펙트럼을 계산하였으며, 원래의 스펙트럼과 비교함으로써 DSIM 을 통하여 구한 파라미터의 정확성을 확인하였다. 개선된 파라미터를 사용하여 시뮬레이션한 가속도 신호와 개선된 가속도 신호가 Fig. 7 에 나타나 있는데, 비교적 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 그러나 개선되지 않은 파라미터를 사용하여 시뮬레이션한 가속도 신호는 측정된 가속도 신호와 차이를 보이고 있으며, 특히 z 축에 대한 각가속도에서 많은 차이를 나타내고 있음을 볼 수 있었다.

4. 결론

본 논문에서는 강체 운동 조건을 적용하여 강체 진동에 있어서 측정 신호에 포함되어 있는 오차 성분을 효과적으로 줄일 수 있는 방법을 제시하였다. 강체 표면상의 여러 지점에서 측정된 병진 변위를 이용하여 임의의 한 점에 대한 6 자유도 변위를 구하고 이 변위를 이용하여 각 측정점에 대한 병진 변위를 다시 구함으로써 개선된 병진 변위를 구하는 방법을 제시하였다. 측정된 신호에 포함되어 있는 오차는 개선된 신호와의 상관 계수를 통하여 그 오차의 크기와 주파수 특성을 파악하였다. 그리고 적용 예로서 엔진 지지계에 대한 강체운동 시험에서는 주로 공진주파수 영역에서 오차가 많이 발생되며 강체운동 조건을 만족하지 못하고 있음을 알 수 있었으며, 제시한 방법을 이용하여 개선된 데이터를 얻을 수 있었다.

후 기

이 논문은 2002 년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참 고 문 헌

- (1) Fregolent, A., and Sestieri, A., 1996, "Identification of Rigid Body Inertia Properties from Experimental Data," *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.10, No.6, pp. 697~709.
- (2) Schedlinski, C., and Link, M., 2001, "A Survey of Current Inertia Parameter Identification Methods," *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.15, No.1, pp.189~211.
- (3) Wyatt Backer, P. J., Wynn, R. H., Berger, E.J., and Blough, J. R., 1999, "Using Rigid-Body Dynamics to Measure Joint Stiffness," *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.13, No.5, pp.789~801.
- (4) Witter, M. C., Brown, D. L., and Blough J. R., 2000, "Measuring the Six dof Driving Point Impedance Function and an Application to RB Inertia Property Estimation," *Journal of Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol.14, No.1, pp.111~124.
- (5) Crowley, J., Rocklin, G., and Brown, D., 1986, "Uses of Rigid Body Calculations in Test," *Proceedings of the 14th International Modal Analysis Conference*, pp.487~491.
- (6) Butsuen, T., Ookuma, M., and Nagamatsu, A., 1986, "Application of Direct System Identification Method for Engine Rigid Body Mount System," *Journal of Society of automotive Engineers*, No.860551.