감속 시의 고정부 작용력 측정을 이용한 반작용휠 계의 가진 입력 특성 규명

Identification of Input Force for Reaction Wheel of Satellite by Measured Action Force on Decelerating

신 윤 호*. 허 용 화**. 오 시 환†. 김 대 관***. 김 광 준***. 용 기 력***

Yun-ho Shin, Yong-hwa Heo, Shi-hwan Oh, Dae-kwan Kim, Kwang-joon Kim
and Ki-lyuk Yong

(2009년 12월 2일 접수 ; 2010년 1월 29일 심사완료)

Key Words : Reaction Wheel(반작용휠), Identification of Input Force(가진 입력 규명), Action Force of Reaction Wheel(반작용휠의 작용력)

ABSTRACT

A reaction wheel is commonly used, as an important actuator, to control the attitude of a satellite. Operation of the reaction wheel plays a role of an excitation source to loading equipment inside the satellite. As requirements for environmental vibration to manifest the performance of precision equipment are getting more stringent, the research for analysis or reduction of unwanted action force in high frequency range when operating the reaction wheel is necessary. In this paper, the procedure to extract input forces and damping of a rotor system of reaction wheel is suggested. The analysis for measured action forces of reaction wheel is accomplished and important higher harmonics of action forces are determined. The input forces and damping of the rotor system are, then, extracted by curve-fitting and a particular solution for input force.

1. 서 론

반작용휠은 인공위성에 사용되는 중요한 구동기 중 하나로서 주로 위성의 자세 제어를 위하여 사용된다. 이러한 반작용휠은 위성이 주어진 작업을 수행할 때는 일정한 속도로 회전 하다가, 필요할 경우

회전 속도를 가감속시킴으로서 위성의 자세를 변화시킨다⁽¹⁾. 위성의 작업 중 반작용휠의 등속 회전은 위성에 탑재되는 다른 탑재체에 지속적인 가진원으로서의 역할을 하며, 정밀성이 요구되는 탑재체의 성능 발현을 위한 엄격한 진동 환경에 대한 요구와 맞물려, 휠의 운전 중 발생하는 진동 및 작용력에 대한 연구가 요구되고 있다.

이 논문에서는 감속 중 측정된 반작용휠의 작용력을 이용하여 대상 반작용휠에 대한 입력힘 및 감쇠의 크기를 산출하는 방법을 제안한다. 이를 통해 이론적인 규명이 어려운 휠의 회전체-지지부 계의 감쇠 및 회전 중 발생하는 입력힘을 산출하는 것이 가능하다. 산출된 입력힘과 감쇠를 이용하면, 반작용휠과 탑재체 사이에 설치되는 블라켓/절연 장치의

† 교신저자; 정회원, 한국항공우주연구원

E-mail : oshysh@kari.re.kr

Tel : (042)860-2446, Fax : (042)860-2898

* 한국전력연구원 녹색성장연구소

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과 노빅(NOVIC) 센터

*** 한국항공우주연구원 위성제어팀

이 논문은 2009 추계 소음진동 학술대회에서 우수논문으로 추천되었음.

설계시 이를 이용한 설계 접근이 가능하며, 작용력에 대한 정량적인 예측 즉, 절연장치 설치 효과를 정량화할 수 있다.

반작용휠의 입력힘 및 감쇠 산출에 대한 연구는 Miller 등에 의해 수행되었다⁽²⁻⁴⁾. 이는 측정된 힘에 대해 중요 고조파 성분을 결정하는 내용 및 이론적인 모형화에 대한 부분을 언급하고 있다. 그러나 이는 측정된 힘/모멘트를 모형에서의 입력힘으로 간주한 점에서 미진한 부분이 보이며, 감쇠의 산출 과정 또한 중요성은 언급하나, 체계적이지 못하다. 반작용휠의 감속 중 작용력의 측정 방법에 대해서는 국외⁽²⁻⁴⁾, 국내^(1,5,6)의 문헌에서 상세하게 기술하고 있다. 이 연구에서는 선행연구⁽¹⁻⁶⁾에서 언급하는 방법을 이용하여 측정된 감속 중 반작용휠의 작용력을 분석하고, 이를 바탕으로 반작용휠의 입력힘 및 감쇠를 산출하는 방법을 체계적으로 제안한다. 입력힘 및 감쇠의 산출 절차는 먼저 측정힘에 대하여 중요 고조파 성분을 결정하고, 입력힘에 대한 회전체의 강제응답을 이용하여 계산된 작용력과 실험을 통해 측정된 작용력 사이의 차를 최소화하는 감쇠 및 입력힘을 반복 작업을 통해 찾는 순으로 수행된다.

2. 반작용휠의 감속 중 작용력 측정 및 분석

2.1 반작용휠 감속 중 작용력 측정

반작용휠의 작용력 측정을 위한 실험 장치 구성은 Fig. 1과 같다. 구성은 상부에서부터 반작용휠,

Fig. 1 Experimental set-up to measure action force of reaction wheel on operation of it

고정용치구, 힘/모멘트 센서, 공압제진대로 구성된다. 여기서 고정용 치구는 반작용휠과 힘/모멘트 센서를 강하게 연결해주는 역할을 하며, 공압제진대는 반작용휠의 운전 중 발생하는 작용력 이외의 외란이

Fig. 2 Rotation speed of reaction wheel

Fig. 3 Force and moment of reaction wheel on operation of it

측정되는 것을 방지하기 위하여 설치된다. 참고로, 공압제진대의 고유진동수는 2~7 Hz 사이에 존재한다.

Fig. 2는 반작용휠의 전원을 켜 상태에서 명령(command input = 0 V)에 의한 감속(강제감속)시, 시간에 따른 휠의 회전속도를 나타낸다. 이는 휠 내부의 타코메터로부터 측정되며, 휠 최고 회전속도는 1400 rpm이다. 명령 신호를 0 V로 둔 상태에서 0 rpm까지 감속하는데 소요되는 시간은 1300초 이며, 이때 측정한 시간에 따른 힘/모멘트는 Fig. 3과 같다.

감속하는 과정에서 힘/모멘트 크기가 증가하는 경우는 반작용휠의 회전시 이의 고조파(higher hamonics) 성분이 휠의 구조적/전자기적 모드를 가 진하면서 발생한다.

2.2 반작용휠 감속 중 측정된 작용력 분석

측정된 힘/모멘트 신호에 대해 더 면밀하게 관찰/분석하기 위해 회전속도-주파수(RPM-frequency)에 따른 자기파워스펙트럼밀도함수(auto-power spectral density function)를 계산한 결과는 Fig. 4와 같다.

신호 처리시, 분해능(resolution)은 0.5 Hz, 샘플링 주파수(sampling frequency)는 1024 Hz, 앙상블 평균 회수는 5번이다. 신호는 기준 값 ($1\text{N}^2/\text{Hz}, 1(\text{Nm})^2/\text{Hz}$) 을 이용하여 dB 스케일로 나타낸다.

(a) Conical mode shape

(b) Axial mode shape

(c) Cylindrical mode shape

Fig. 5 Mode shape for rotational and supported part of reaction wheel

(a) F_{mx}, F_{my}, F_{mz}

(b) M_{mx}, M_{my}, M_{mz}

Fig. 4 Power spectral density of measured action force and moment

Table 1 Analysis for peaks of measured action force and moment

41.5 Hz $\Omega = 0$ rpm	Conical mode
65.5 Hz	Axial mode
146 Hz	Cylindrical mode

Fig. 6 Static and dynamic unbalance

$\langle F_{mx}, F_{my}, M_{mz} \rangle, \langle F_{mz}, M_{mx}, M_{my} \rangle$ 사이에 유사성이 관찰되며, 피크 주파수 성분은 Fig. 5와 연관지어 Table 1에 나타내었다.

힘/모멘트의 피크 성분은 회전속도의 고조파 성분이 휠의 공진주파수를 가진하면서 발생되며, 이때, 중요 고조파 성분의 결정과 관련된 내용은 4.1 절에서 언급한다. x-, y-모멘트 신호를 관찰하면, x-, y-힘 신호에서 관찰되는 41.5 Hz부터 시작한 공진 주파수(conical mode)가 관찰되어야 하나, z-힘 신호와 더 유사하다.

이는 Fig. 6과 같은 정적 회전불균형 질량은 존재하나, 동적 회전불균형 질량이 존재하지 않는 것으로 생각해 볼 수 있다. 그러나 이에 대해서는 더 정확한 원인 분석 및 규명 과정이 필요하므로 모멘트 관련 추가의 실험 및 연구는 향후 과제로 남겨두고, 여기서는 병진 운동과 관련된 입력힘 및 감쇠 규명 과정에 대해서만 논의한다.

3. 반작용휠의 운동방정식 및 강제응답

3.1 반작용휠의 운동방정식

Fig. 7은 반작용휠의 단면도와 내부 회전체-지지부 계를 나타낸다. 이에 대한 병진 방향 운동방정식은 식 (1)과 같으며^(7,8), 관련 매개변수는 Table 2에

Fig. 7 Section-view and schematic diagram for rotational and supported parts of reaction wheel

Table 2 Mass and stiffness of rotational and supported parts inside reaction wheel

Mass of wheel(M_w)	24 [kg]
Stiffness for horizontal direction(k_h)	2.02×10^7 [N/m]
Stiffness for vertical direction(k_v)	4.06×10^6 [N/m]

정리한다.

$$\begin{bmatrix} M_w & 0 & 0 \\ 0 & M_w & 0 \\ 0 & 0 & M_w \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_h & 0 & 0 \\ 0 & c_h & 0 \\ 0 & 0 & c_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_h & 0 & 0 \\ 0 & k_h & 0 \\ 0 & 0 & k_v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} \quad (1)$$

입력힘 및 감쇠는 너무 많은 원인이 존재하여 이론적인 유도를 통해 산출/규명하기는 어려우므로 본 논문에서는 앞서 측정된 힘신호를 바탕으로 중요 고조파 성분을 결정, 곡선맞춤을 통해 이를 산출한다. 이 때 측정된 힘신호는 회전체에 가해지는 입력힘이 강성-감쇠를 통해 전달될 때의 힘신호이며, 이는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} F_{mx} \\ F_{my} \\ F_{mz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_h \dot{x} + k_h x \\ c_h \dot{y} + k_h y \\ c_v \dot{z} + k_v z \end{bmatrix} \quad (2)$$

식 (2)의 병진 운동은 입력힘에 의한 강제응답으로 나타나며, 이 때 입력힘은 경험적으로 회전속도 혹은 고조파의 자수에 비례한다⁽²⁻⁴⁾. 즉, 입력힘은 식 (3)과 같이 나타낸다.

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum a_{xi}(h_i\Omega)^2 \sin(h_i\Omega t) \\ \sum a_{yi}(h_i\Omega)^2 \cos(h_i\Omega t) \\ \sum a_{zi}(h_i\Omega)^2 \sin(h_i\Omega t) \end{pmatrix} \quad (3)$$

3.2 반작용휠의 강제응답

반작용휠의 운동방정식^(7,8)에 대하여 식 (1), (3)을 이용하여 강제 응답 크기를 구하면 식 (4)와 같다.

$$\begin{aligned} x &= \sum x_i, \quad y = \sum y_i, \quad z = \sum z_i \\ |x_i(\text{or } y_i, z_i)| &= \frac{a_{xi(\text{or } yi, zi)}(h_i\Omega)^2}{\sqrt{(k_{h(\text{or } v)} - M_w(h_i\Omega)^2)^2 + (c_{h(\text{or } v)}(h_i\Omega))^2}} \end{aligned} \quad (4)$$

식 (4)와 (2)를 이용하여 작용력을 계산하기 위해서는 감쇠 및 입력힘을 알아야하며, 이에 대해서는 4장에서 상세하게 기술한다.

4. 반작용휠의 작용력을 이용한 감쇠 및 입력힘 결정

4.1 중요 고조파 성분 결정

입력힘 및 감쇠의 크기를 곡선맞춤을 통해 산출하기에 앞서, 관심을 가져야 하는 중요 고조파 성분

Fig. 8 Relationship between rotation speed, frequency and normalized frequency

을 결정해야 한다. 이에 대한 결정을 위해 평준화된 주파수(normalized frequency, Nf)를 도입한다⁽²⁻⁴⁾.

평준화된 주파수는 Fig. 8과 같이 주파수를 회전속도(Ω)로 나누어 정의하며, 평준화된 주파수-힘축에서 전 회전속도에 대해 중복하여 나타내면, Fig. 9와 같다.

Fig. 9에서 평준화된 주파수는 회전속도에 대한

Fig. 9 Magnitude of action force for wheel rotational speed

(a) Action force on horizontal direction($F_{mx,my}$)

(b) Action force on vertical direction(F_{mz})

Fig. 10 Selected peaks for action force on horizontal and vertical directions

고조파를 의미하며, 이 때 중요 고조파 성분을 결정하기 위한 기준은 식 (5)~(7)과 같다.

$$F_{mx}(Nf) > \mu_j \quad (5)$$

$$F_{mx}(Nf) > 0_{rms,b.g.} \quad (6)$$

$$\{^{\#}Nf|Nf_0-\varepsilon < Nf < Nf_0+\varepsilon\} > 20 \quad (7)$$

식 (5)와 (6)은 측정된 힘이 잡음 등이 아니라, 의미를 가지는 값인지의 여부를 판단하기 위한 기준으로 각 회전속도(Ω_i)에 대해 적용된다. 대상 회전속도에서 평균화된 주파수에 대하여 힘 크기 평균(μ_j)과 기측정된 배경잡음의 실효치($0_{rms,b.g.}$)를 이용하여 판단하며, 식 (5)와 (6)을 만족할 경우만 그 값을 유효하다고 보고, 그 이외의 값은 0으로 간주한다.

Fig. 10은 식 (5)와 (6)을 이용하여 선별한 값들 중

Table 3 Extracted input force and viscous damping for selected higher harmonics

(a) Horizontal direction (x, y)						
	h_i	Frequency (Hz)		# of data	$a_{xi,yi} \times 10^{-7}$ [kgm]	Viscous damping [Ns/m]
		330 rpm	660 rpm			
1	4.5	24.8	49.5	21	0.61	326.77
2	5.2	28.6	57.2	33	0.57	
3	7.7	42.4	84.7	44	0.32	
4	9.0	49.5	99.0	40	0.24	
5	9.3	51.2	102.3	61	0.52	
6	10.0	55.0	110.0	51	0.39	
7	10.2	56.1	112.2	22	0.29	
8	12.4	68.2	136.4	33	0.16	
9	13.6	74.8	149.6	32	0.16	
10	14.1	77.6	155.1	50	0.26	
11	14.4	79.2	158.4	36	0.21	
12	15.0	82.5	165.0	70	0.26	
13	18.1	99.6	199.1	34	0.16	
14	19.0	104.5	209.0	44	0.32	
15	19.9	109.5	218.9	59	0.21	

(b) Vertical direction (z)						
	h_i	Frequency (Hz)		# of data	$a_{zi} \times 10^{-6}$ [kgm]	Viscous damping [Ns/m]
		330 rpm	660 rpm			
1	4.5	24.8	49.5	62	0.25	265.38
2	4.8	26.4	52.8	53	0.14	
3	6.7	36.9	73.7	86	0.32	
4	9.7	53.4	106.7	63	0.13	
5	13.5	74.3	148.5	21	0.1	
6	14.6	80.3	160.6	23	0.07	
7	19.6	107.8	215.6	24	0.06	
8	24.5	134.8	269.5	22	0.09	

피크 성분들을 나타내며, 최종적인 중요 고조파의 결정은 식 (7)을 이용한다. 각 회전속도에 대하여 앞서 선별한 피크 성분의 위치가 기준구간($Nf_0-\varepsilon$, $Nf_0+\varepsilon$, $\varepsilon=0.1$)내에 존재하는지 여부를 판단하고, 그 때의 개수를 합산하고, 그 개수가 기준 개수(20개) 이상이 될 때, 기준구간 내에 존재하는 피크 성분의 위치를 평균하여 중요고조파로서 결정한다. 언급한 일련의 과정을 거쳐서 결정된 중요 고조파는 Table 3에 나타낸다.

여기서 대상 반작용휠에 대해 주목할만한 점은 결정된 중요 고조파 성분 중 회전속도에 대한 1배수($1 \times \Omega$) 성분이 크게 존재하지 않으며, 중요 고조파 성분 중 최소 배수는 4.5배수($4.5 \times \Omega$)이다.

4.2 감쇠 및 입력힘 결정

감쇠 및 입력힘의 결정은 식 (4)와 Fig. 11에 기술된 과정을 통해 이루어진다. 3절에서 결정된 중요 고조파에 대해 임의의 초기 감쇠와 입력 크기를 넣은 후, 강제응답을 계산하고 식 (8)을 최소화 하는 방향으로 감쇠 및 입력힘 크기를 결정한다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } \{ |F_{mxi}| - |(k_h + j\omega c_h)x_i| \} \\ & \quad \text{or } \{ |F_{myi}| - |(k_h + j\omega c_h)y_i| \} \\ & \text{Minimize } \{ |F_{mzi}| - |(k_v + j\omega c_v)z_i| \} \end{aligned} \quad (8)$$

Fig. 11의 과정을 통해 결정된 입력힘 및 감쇠의 크기는 Table 3과 같으며, 이 때의 입력힘과 그에 대한 작용력은 Fig. 12와 13에 각각 나타낸다. 각 방향 별 중요 고조파에 대한 측정/선별된 힘의 크기 (F_{mxi} , F_{myi} , F_{mzi}) 및 강제 응답을 이용한 곡선 맞춤 결과는 부록 I에 나타내었다.

Fig. 11 Procedure to determine input force and damping during operation of reaction wheel

(a) Horizontal direction($F_{x,y}$)

(b) Vertical direction(F_z)

Fig. 12 Extracted input force for reaction wheel

(a) Horizontal direction ($F_{mx,my}$)

(b) Vertical direction(F_{mz})

Fig. 13 Action force for input force

측정된 작용력과 산출된 작용력을 함께 나타내는 부분은 부록 II를 참조한다.

5. 결 론

이 연구에서는 반작용휠의 운전 중에 발생하는 입력힘의 크기 및 감쇠의 크기를 측정된 작용력을 이용하여 산출하는 방법을 제안하였다.

우선, 측정된 힘 신호로부터 중요 고조파 성분을 결정하고, 이에 대하여 유도된 강제응답 해와 곡선 맞춤의 과정을 반복적으로 수행하여 최종적으로 입력력 및 회전체-지지부 계의 감쇠의 크기를 산출하였다.

후 기

이 연구는 항공우주연구원과 지식경제부의 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Oh, S.-H. and Rhee, S.-W., 2002, "Micro-vibration Measurement, Analysis and Attenuation Techniques of Reaction Wheel Assembly in Satellite," Proceedings of KSAS, Vol. 30, No. 8, pp. 126~132.
- (2) Masterson, R. A. and Miller, D. W., 1999, "Development and Validation of Empirical and Analytical Reaction Wheel Disturbance Models," Thesis of Master Degree at MIT.
- (3) Masterson, R. A., Miller, D. W. and Grogan, R. L., 1999, "Development and Validation of Empirical and Analytical Reaction Wheel Disturbance Models," AIAA-99-1204.
- (4) Masterson, R. A., Miller, D. W. and Grogan, R. L., 2002, "Development and Validation of Reaction Wheel Disturbance Models: Empirical Model," Journal of Sound and Vibration, Vol. 249, No. 3, pp. 575~598.
- (5) Oh, S.-H., Nam, M.-R., Park, Y.-M., Yim, J.-R., Keum, J.-H. and Rhee, S.-W., 2004, "STSAT RWA Micro-vibration Test and Analysis," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference,

pp. 695~698.

(6) Oh, S.-H., Seo, H.-H., Yim, J. R., and Rhee, S.-W., 2006, "Performanc Test of Isolator for Reaction Wheel Micro-vibration," 2006 Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp.

376~39.

(7) Giancarlo, G., 2005, "Dynamics of Rotating System," Springer Science+Business Media, Inc.

(8) Lee, C.-W., 1993, "Vibration Analysis of Rotors," Kluwer Academic Publishers.

부 록 I

(a) Horizontal direction ($F_{mx,y}$)

(b) Vertical direction (F_{mz})

Fig. 1 Selected action force for each higher harmonics and results of curve-fitting

부 록 II

(a) Horizontal direction ($F_{mx, my}$)

(b) Vertical direction (F_{mz})

Fig. 2 Action force computed by extracted input force and measurements