

압전작동기로 구동 되는 보울 파트 피더의 모드 해석과 이송 속도 제어

이동호* · 최승복** · 김재환**

(1999년 3월 2일 접수)

Modal Analysis and Velocity Control of Bowl Parts Feeder Activated by Piezoactuators

Dong Ho Lee, Seung Bok Choi and Jae Hwan Kim

Key Words : Bowl Parts Feeder(보울 파트 피더), Mean Conveying Velocity(MCV, 평균 이송 속도), Piezoactuator(압전 작동기), FEM(유한요소법), Modal Analysis(모드 해석), Sliding Mode(미끄러짐 상태), Hopping Mode(호핑 상태).

Abstract

This paper presents modal analysis and mean conveying velocity (M.C.V.) control of bowl parts feeder activated by piezoactuators. Bowl parts feeders are being widely used in many industry fields for automatic assembly line. In general, the electromagnet has been and being used as exciting actuator of these vibratory bowl feeders. However, because of complexity of its mechanism and limited capability of the electromagnet actuator, there exist various impending problems such as severe noise, nonlinear motion of parts, passive characteristics and so forth. As one of solutions for these problems, piezoelectric actuators as new actuating technology have been proposed recently to excite the bowl parts feeder. In this paper, modal analysis of the proposed model has been performed to examine the modal characteristics of the model by using commercial FEM software and modeling with respects to MCV is constructed. Finally, MCV of the parts is to be controlled to track the desired one with PID controller.

1. 서론

보울 파트피더란 진동수송의 원리에 의해서 부품을 급송하는 기기인 진동피더 중 가장 일반화된 모델이다. 보울 파트피더는 기계가공 라인이나 조립 라인에서 고정도 부품공급 시스템을 구성하는 것이 가능하기 때문에 자동차, 전기 및 그 외 여러 분야에서 응용되고 있다.^(1,2)

현재 산업현장에서 가장 많이 사용되고 있는 보울 파트피더의 작동기는 전자석(electromagnet)으로, 매우 오랫동안 사용되었지만 이에 대한 이론적 혹은 정량적 해석은 그 구조가 복잡하고 공급되는 부품의 수송원리가 정확히 규명되지 않아 해석과 응용에 있어 많은 어려움이 있었다. 이러한 보울 파트피더의 문제점으로서 직접적으로는 소음, 비선형 움직임의 발생 등과 같은 것을 들 수 있으며, 간접적으로는 작업 환경이 변화할 때 부품의 공급 속도 및 정렬등에 대한 능동적인 대응이 어려워 사람의 수동적 조작이 필요하게 되어 전체 자동화 시스템의 효율을 저하시킬 수 있다는 것이다.

* 인하대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 인하대학교 기계공학과

E-mail : jaewan@dragon.inha.ac.kr

Tel : (032)860-7326 FAX : (032)868-1716

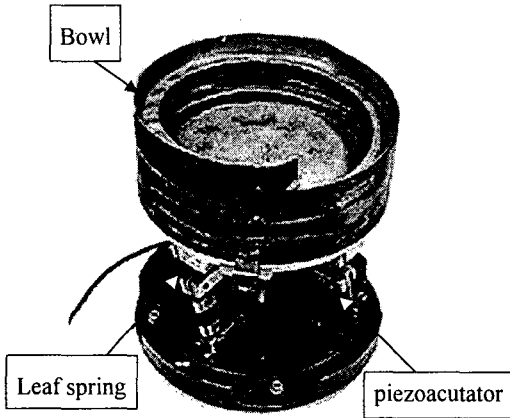


Fig. 1 The photograph of the proposed bowl parts feeder

최근 이러한 단점들을 보완하기 위해 여러 방향으로 연구가 진행되어 오고 있으며, 그 개선책 중 한가지로 압전 작동기로 구동되는 보울 파트 피더가 근래에 제안되었다. 압전 작동기란 구동부로 압전 재료가 사용되는 작동기를 말하는데, 여기서 압전 재료란 재료의 극 전하 현상을 통해 기계적 변형을 일으키면 전압이 발생하고, 역으로 전기장이 부가되면 기계적 변형을 발생하는 압전 효과를 가진 재료로서, 변형량은 적지만 큰 힘을 발생시키고, 응답속도가 매우 빠르며 넓은 주파수 대역과 감지 및 작동의 이중능력, 그리고 변위 분해능이 우수하여 정밀 위치제어나 진동제어등과 같은 제어에 우수한 성능을 발휘 할 수 있다.^(3,4)

본 논문에서는 두 가지 연구 방향을 설정하였는데, 우선 유한 요소 모델을 구축하였다. 이는 모델의 전반적인 특성을 살펴보고, 앞으로의 연구에서 필요한 개선된 모델의 제작을 위한 기초 자료를 얻는데 의의가 있다. 두 번째로 공급되는 부품의 부하 변화나 작업 환경의 변화에 의해 시스템이 변화하여 부품의 이송속도가 달라질 경우나 또는 이송속도를 임의로 변화 시키기 원할 경우에 대한 해결 방안으로 이송 속도를 제어하는 연구를 수행하였다. 이를 위해 우선 상용 유한요소 해석프로그램을 사용하여 유한요소 모델을 수립하여 모드해석을 하고, 실험과 비교하여 해석의 신빙성을 검증하였다. 다음으로 압전 작동기에 들어가는 전압, 주파수에 대하여 이송되는 부품의 평균 이송 속도를 모델링 한 후 실험 결과와 비교하였으며, 이 모델링을 바탕으로 PID 제어기를 사용하여 평균 이송 속도를 원하는 이송 속도가 되도록 제어하였다.

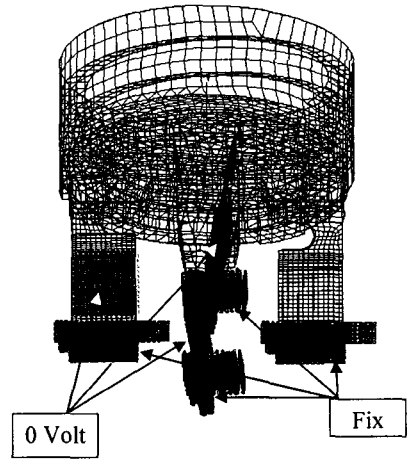


Fig. 2 The mesh generation of the model

2. 모드 해석

2.1 유한요소법을 이용한 모드해석

압전재료가 부착된 구조물은 유한요소 방정식을 풀어서 구할 수 있는데 압전재료 구조물의 유한요소 방정식은 일반적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.^(5,6)

$$\begin{bmatrix} K_{uu} - \omega^2 M & K_{u\phi} \\ K_{\phi u} & K_{\phi\phi} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} U \\ \phi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F \\ Q \end{pmatrix} \quad (1)$$

여기서 K_{uu} 는 압전재료의 강성 행렬, M 은 질량 행렬, $K_{u\phi}$ 는 압전 연성행렬, $K_{\phi\phi}$ 는 유전행렬을 각각 나타내며 U 는 변위 그리고 ϕ 는 압전재료의 전기장을 유한요소의 절점에서 나타낸다.

해석을 위해 기본 모델로 사용된 보울 파트피더는 Fig. 1에서 보여지고 있는데, 베이스에 장착된 4개의 지지대중 3곳에만 압전 작동기가 부착되어 있는 구조이다.

각 부분에 사용된 재료로는 보울 부분은 SUS304, 판 스프링 부분은 강철, 전달부에는 알루미늄합금이 사용되었고, 작동기로 사용된 압전 재료는 PZT-5H가 사용되었다.⁽⁷⁾

각 부분에 사용된 요소로는 압전 재료의 경우 coupled-field의 성질을 가지고 있으므로 이를 구현하기 위해 압전 고체요소가, 압전 작동기가 부착된 부분의 판 스프링은 고체요소가, 그리고 나머지 부분을 크기에 비해 두께가 상대적으로 작기 때문에 쉘 요소를 사용하였고, 압전 고체요소를 제외한 모든 요소의 절점은 6자유도를 가지도록 하였다.

유한요소법으로 해석하기 위해 SPARC station20

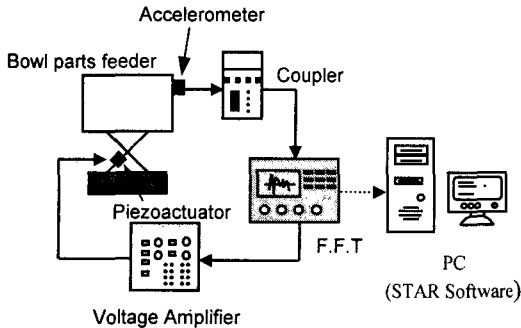


Fig. 3 Schematic diagram of experimental model test setup

에서 해석을 수행 하였고, 해석을 위한 전처리/후처리 프로그램으로는 PATRAN 을, 해석기로는 ANSYS 프로그램을 각각 이용하였다.

Fig. 2 는 유한요소해석을 위해 만들어진 모델을 보여주고 있다. 사용된 경계조건으로는 기본 모델에서 하부베이스와 판 스프링과 연결된 부위의 경우 보울의 무게보다 하부 베이스 부분의 무게가 상대적으로 크기 때문에 고정되었다고 보고 판 스프링의 하단부 8mm 정도의 범위 내에 있는 모든 절점에 대해 6 자유도($U_x, U_y, U_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$) 모두를 고정시켰으며, 압전 재료의 양 전극에 입력되는 전압은 모두 0V를 입력 하였다.

해석을 위해 총 6188 개의 절점과 4677 개의 요소들이 사용되었으며, 총 자유도의 수는 32520 이다. 이를 해석한 결과 중 모드 주파수 결과들은 Table 1 에, 그에 상응하는 모드형상 결과들은 Fig. 4(a)에서 도시하고 있다.

2.2 실험을 통한 모드 해석

실험적으로 모델의 모드해석을 수행하기 위해 FFT 와 3 축가속도계를 가지고 자료를 얻고, 이를 다시 모드해석프로그램인 STAR 프로그램에서 해석하여 최종 결과값을 얻는 과정을 거쳤다.

Fig.3 에서 실험장치 개략도를 보이고 있는데, FFT(HP35665A)에서 0.5V_{peak}의 전압을 가지고 주파수는 0 에서 3200 Hz 까지 랜덤으로 가진 시킨 다음 응답 신호를 100 회의 평균화를 시켰다. FFT 에서 발생된 전압은 압전 작동기에 충분한 전압을 공급하기 위하여 증폭기(Trek model 50/750)를 통해 150 배 증폭시킨 후, 압전 작동기에 입력되었다. 이 입력 신호로 구동된 보울 파트피더를 3 축 가속도계(Kistler type 8690C5)를 사용하여 보울 부만을 중점적으로 측정하였는데, 측정지점은 보울 외측면에서 70 개, 내부 트랙에선 52 개 그리고 내부 바닥부위에선 12 개의 지점을 각각 선정 하

Table 1 Modal frequencies of the bowl parts feeder

unit : Hz		
Method Mode	F.E.M.	Experiment
1 st Mode	176.811	179.9
2 nd Mode	327.809	-
3 rd Mode	337.219	-
4 th Mode	596.374	576.40
5 th Mode	747.951	747.35

여, 총 134 개의 측정점을 통해 자료를 얻었다. 이렇게 얻은 자료들은 Coupler (Kistler type5134)를 통해 다시 FFT로 들어가 최종 자료(총 402 개)들을 얻었다. 이 모든 자료들을 STAR 프로그램에서 해석을 수행하여 최종 결과를 얻었는데, Table 1 에서 실험적으로 구한 모드 주파수들의 결과를 정리하였으며, 그에 상응하는 모드 형상은 Fig. 4(b)에서 보여 주고 있다.

2.3 모드해석 결과 및 고찰

모드형상을 나타내고 있는 Fig. 4 중 1 차 모드는 보울이 z 축을 중심으로 좌우로 왕복 회전운동을 하는 형상이며, 4 차 모드는 보울이 시소처럼 한쪽이 올라가면 한쪽이 내려가는 운동을 보이고 있으며, 5 차 모드는 보울의 외판이 확장되는 것처럼 움직이는 것을 나타낸다. 이 외에도 유한 요소 모드해석 결과 24 차 이상의 고차모드에서는 트랙의 길이 방향으로 국부모드가 발생하는데 이 모드들을 이용하면 진행파를 만들 수 있어서 새로운 방식의 보울 파트피더를 생각해 볼 수 있다. 이 모델의 경우 모드 형상에서 알 수 있듯이 부품의 이송에 사용 가능한 모드는 1 차 모드 이외에는 존재하지 않음을 알 수 있다.

Table 1 에서 두 결과를 비교해 보면 실험에서는 나타나지 않고 있는 모드들이 유한요소해석 결과에서는 나타나고 있음을 알 수 있는데, 이는 실험의 측정점의 수가 유한 요소법에 사용된 절점수보다 상당히 적어 유한 요소법에 비해 미세한 움직임을 측정하기가 어렵다는 점과 실험의 경우 모델을 작동시키는 가진을 모델에 직접 부착되어 있는 압전 작동기로 가진하였기 때문에 그 가진 구조의 형태상 나타나지 않는 모드들이 존재한다는 점이 주요 원인이라 할 수 있다.

그러나, 고유 진동수나 모드형상은 유한 요소법을 이용하여 얻은 결과나 실험을 통해 얻은 결과가 상당히 일치하므로 유한 요소법을 통해 얻은

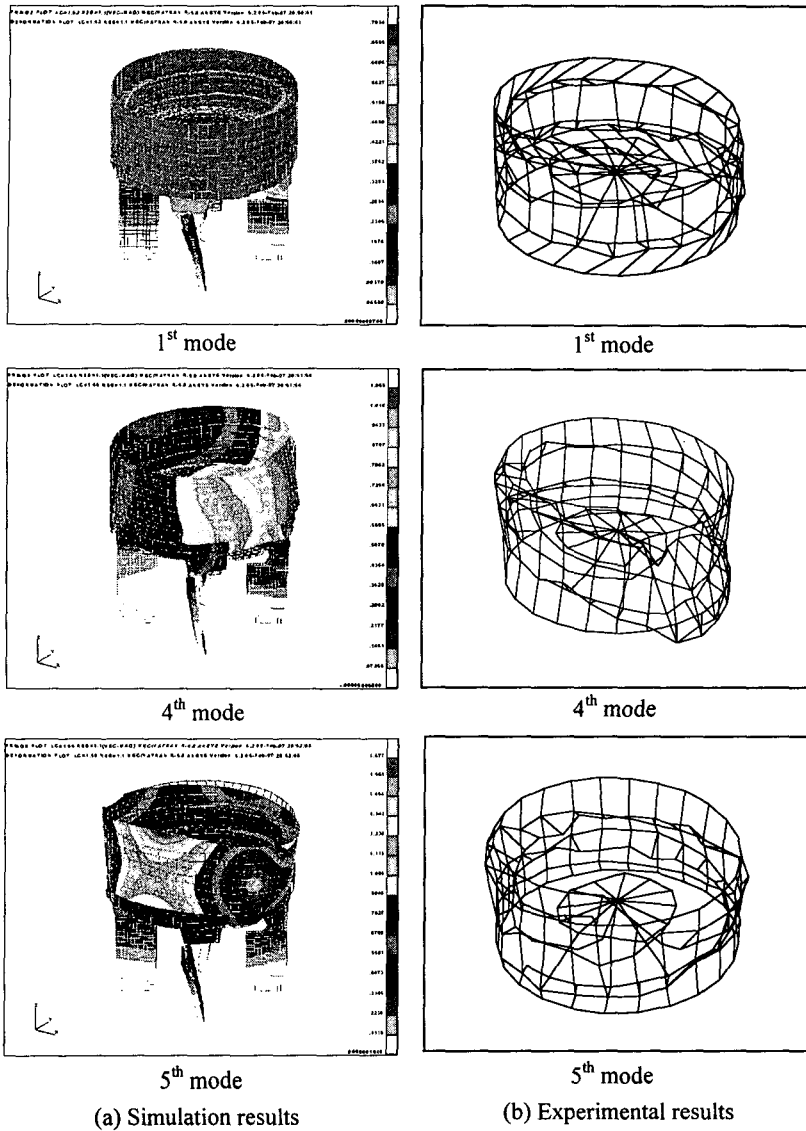


Fig. 4 Comparison of mode shapes between simulated and measured results

결과와 그 모델을 신뢰할 수 있다고 할 수 있다.

3. 이송 속도 제어

3.1 이송 속도 모델링

모델링을 수행하기 위한 기본 모델을 Fig. 5에 도시 하였다. 그림에서 보는 바와 같이 전압과 주파수를 입력신호로 압전 작동기가 구동되어 판스프링 끝 단을 최대 크기 a_0 와 주파수 ω 로 가진이 된다. 이렇게 가진된 신호는 보울 전체의 움직임을 발생시키고, 이 움직임은 부품에 전달되어 부품이 움직이게 된다. 이때, 보울 중심과 판스

프링과의 거리를 l_1 이라 하고, 보울 중심과 트랙과의 거리를 l_2 라 하면 최종 가진된 트랙의 움직임의 크기는 복사 축(radial axis)에 선형적으로 비례한다고 볼 수 있으므로, 트랙 움직임의 최종 가진 크기는 $A_0 = (l_2 / l_1) a_0$ 가 된다.

다음과 같은 가정을 모델링할 때 고려하였다. 우선, 부품이 호핑(hopping) 모드에서 낙하하여 트랙과 다시 접촉하는 순간에 부품의 반동(bouncing)을 고려하지 않는다. 또, 부품이 트랙을 따라 이송될 때 트랙의 가진과는 상관없이 부품이 굴러 떨어지는 현상(rolling down)은 없다고 보고, 1개의

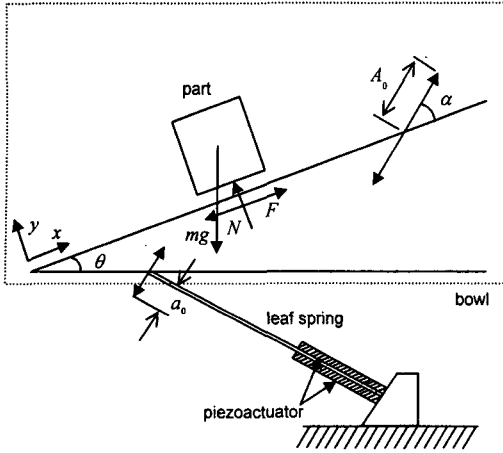


Fig. 5 Basic model of motion of the part

부품만을 고려하여, 후방의 부품에 의한 밀어짐과 부품사이의 충돌은 없다고 보았으며, 부품은 크기와 형태를 무시하여 한 개의 질점처럼 고려했다. 또, 발생하는 극관성 모멘트의 영향도 작다고 보고 무시했으며, 마지막으로 가진시 발생하는 판스프링 끝 단의 타원 왕복 운동은 그 크기가 작아 선형 왕복 운동이라고 가정했다.

부품 움직임은 트랙의 가진에 의해서 부품이 트랙에 접촉해서 움직이는 미끄러짐 상태(Sliding Mode)와 자유비행운동이 발생 하는 호핑 상태(Hopping Mode)로 크게 분류하며, 미끄러짐 상태의 경우는 다시 부품이 양의 방향으로 진행되는 Forward Sliding 과 음의 방향으로 움직이는 Backward Sliding 으로 구분된다. 또, 이 두 미끄러짐 상태는 부품이 트랙과의 마찰력을 이기지 못해서 트랙과의 상대변위가 발생되지 않는 정체 상태(Stationary State)와 트랙의 속도보다 부품의 이송 속도가 느린 Slow Sliding State 와 트랙의 속도보다 이송 속도가 빠른 Fast Sliding State 으로 구분하여 각각의 경우에 맞는 모델을 설정하여 모델링을 수행한다.

우선 트랙은 Fig. 5에서 보는 바와 같이 크기 A_0 , 가진 주파수 ω 를 가지고 조화가진 운동을 하고 있다고 보면 다음과 같이 운동 방정식을 세울 수 있다.

$$\begin{aligned}
 x_{plate} &= A_0 \cos \alpha \sin \omega t \\
 y_{plate} &= A_0 \sin \alpha \sin \omega t \\
 v_{xplate} &= \omega A_0 \cos \alpha \cos \omega t \\
 v_{yplate} &= \omega A_0 \sin \alpha \cos \omega t \\
 a_{xplate} &= -\omega^2 A_0 \cos \alpha \sin \omega t \\
 a_{yplate} &= -\omega^2 A_0 \sin \alpha \sin \omega t
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

부품의 이송 중 호핑상태(hopping mode)는 부품의 수직력이 0보다 작게 되는 순간에 발생 가능하다. 즉 y 방향의 트랙에 의한 가진의 힘이 같은 방향의 부품의 무게에 의한 성분보다 크게 되는 경우 부품은 트랙과의 접촉을 잃어버리게 되어, 공중에서 포물선운동을 하게 되는 경우를 말한다. 따라서, 수직력이

$$N = 0 = mg \cos \theta + ma_{yplate} \tag{3}$$

인 경우 발생하게 된다. 여기서, θ 는 트랙과 보울의 바닥부위가 이루는 각도를 말한다.

부품과 트랙이 접촉해 있는 경우의 부품의 움직임은 앞에서 언급한 바와 같이 세가지로 구분할 수 있는데, 우선 정체 상태라 하는 것은 부품을 가진하는 힘의 x 방향의 크기가 마찰력을 이기지 못해서 부품과 트랙의 x 방향의 상대변위가 0인 경우를 뜻하는 것으로 다음과 같은 경우 발생된다.

$$\begin{aligned}
 a_x &= a_{xplate} \\
 v_x &= v_{xplate} \\
 y &= y_{plate}
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

$$\mu_s N \geq m(a_{xplate} + g \sin \theta)$$

따라서, 이 상태는 x 방향의 가진력이 부품과 트랙간의 마찰력보다 큰 경우 벗어나게 되며, 부품이 트랙을 따라 미끄러지게 된다.

다음으로 Slow Sliding Mode 는 부품의 x 방향의 속도의 크기가 같은 방향으로의 트랙의 움직이는 속도의 크기보다 작은 경우로, 다음과 같은 각 방향으로의 힘을 부품은 가지게 된다.

$$\begin{aligned}
 ma_x &= -mg \sin \theta + \mu_k N \\
 ma_y &= N - mg \cos \theta
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

그리고, Fast Sliding Mode 란 부품의 x 방향의 속도의 크기가 같은 방향으로의 트랙의 움직이는 속도의 크기보다 큰 경우로, 이 경우 마찰력은 부품의 움직임을 반대 방향으로 작용하게 된다. 이 경우의 부품의 각 방향으로의 힘은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 ma_x &= -mg \sin \theta - \mu_k N \\
 ma_y &= N - mg \cos \theta
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

여기서 μ_s , μ_k 는 각각 정 마찰 계수와 동 마찰 계수이다. 동 마찰 계수는 정 마찰 계수의 80%의 값을 사용했으며, 정 마찰 계수는 실험적으로 구하여 사용했다.

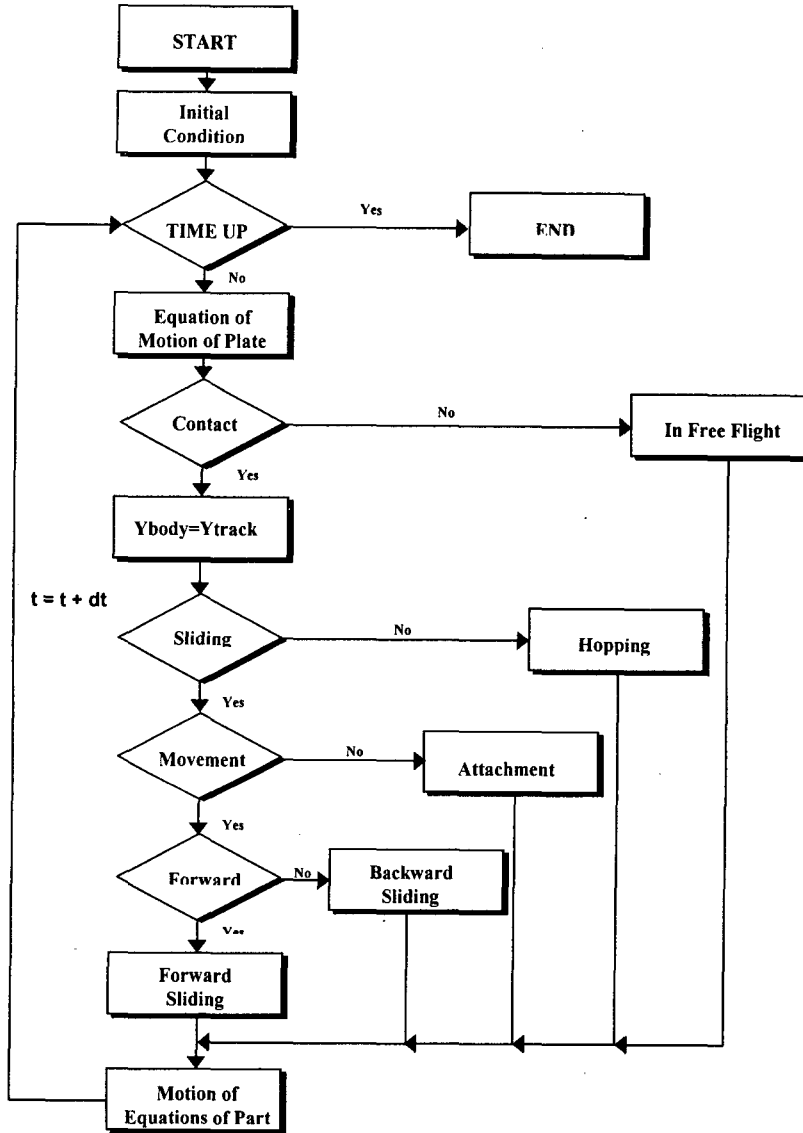


Fig. 6 Flowchart of system modeling

부품은 이러한 모드들이 서로 순차적으로 나타나기 보다는 경우에 따라서 복잡하게 나타난다. 여기서는, 직전의 부품의 위치와 속도를 알고, 다음 순간까지 부품에 작용한 힘을 알 수 있다면 다음 순간의 부품의 위치와 속도를 알아낼 수 있으므로 부품의 움직임을 해석하기 위해선 각 순간에 부품에 작용한 힘, 즉 각 방향으로의 가속도를 알아내는 것이 중요하다. Turbo C++언어를 사용하여 이를 코드화 하였으며, 그림선도는 Fig. 6에 나타내었다.

3.1.1 모델링 결과 및 고찰

해석에 필요한 판 스프링 끝단에서의 가진 크

기 a_0 , 주파수 ω 와 압전 작동기에 들어가는 입력 전압, 주파수와와의 관계는 1축 가속도계(Accel. Type 4374)를 사용하여 실험적으로 구하였으며 그 결과를 Fig. 7에서 도시하고 있다. 이렇게 얻은 관계식을 모델링에 적용시켜 부품의 이송에 대한 시뮬레이션을 하였는데, Fig. 8에서 슬라이딩모드와 호핑 상태의 경우에 대한 결과를 각각 보이고 있다. 이 결과에서 알 수 있듯이 슬라이딩 상태의 경우 부품의 y변위는 트랙의 변위와 같으며, 부품의 진행은 전진과 후진을 반복하며 앞으로 진행한다. 그리고, 부품에 가해지는 수직력은 언제나 0보다 크다. 호핑 상태를 보면 도약을 해 포

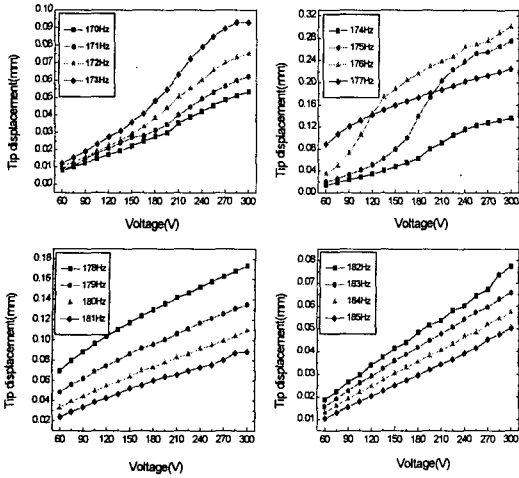


Fig. 7 Maximum tip displacement of leaf spring against input voltage

물선 운동을 하는 경우는 수직력이 존재하지 않음을 알 수 있다. 이 경우 실제로 도약 가능한 수직력은 트랙의 y변위가 최대 정점에 오기 전에 발생되나, 트랙의 상승속도가 훨씬 커서 실제 도약은 트랙의 y변위가 거의 정점에 와서야 이루어지는 것을 알 수 있다.

이렇게 구한 부품의 평균 이송 속도의 시뮬레이션 결과와 실험적으로 구한 평균 이송 속도(MCV)를 Fig. 9에서 비교하였다. 비교를 위해 실험에 사용된 Part의 크기는 폭 5.4mm, 높이 2.2mm의 너트를 사용했는데, 모델링에서 부품을 질점이라고 가정하였기 때문에 부품의 크기가 작을수록 적당하다. 평균 이송속도는 부품이 트랙을 따라 이송된 시간을 핸드스톱워치로 여러 번 반복 측정하여 평균값으로 정했다. 그림에서 보면 알 수 있듯이 가진 크기가 작은 부분 즉, 호핑 상태의 영향이 크지 않은 곳에서는 두 결과가 잘 일치하고 있으나, 호핑 상태의 영향이 커지는 곳에서는 잘 맞지 않고 있는데, 이는 모델링의 가정 중 부품이 다시 트랙에 충돌하는 순간에 발생하는 비선형적 현상을 무시하였기 때문이다.

일반적으로 도약하는 조건에서 진동수송은 진동 크기가 크기 때문에 당연히 이송 속도도 크게 될 것이다. 그러나, 도약한 후 낙하하였을 때 트랙면과 충돌하여 큰 충격력이 발생되며 소음도 발생된다. 또 부품의 변형이나 파괴, 마모의 원인이 되기도 한다. 그러나, 파트피더는 단순히 부품을 빨리 수송하는 것만이 목적이 아니라, 부품의 방향정렬의 수단으로도 사용되어 지므로, 도약이 발생될 경우 그에 수반하여 부품의 전도 회전이 발생되어 도약의 경우가 전체 성능면에서 반드시

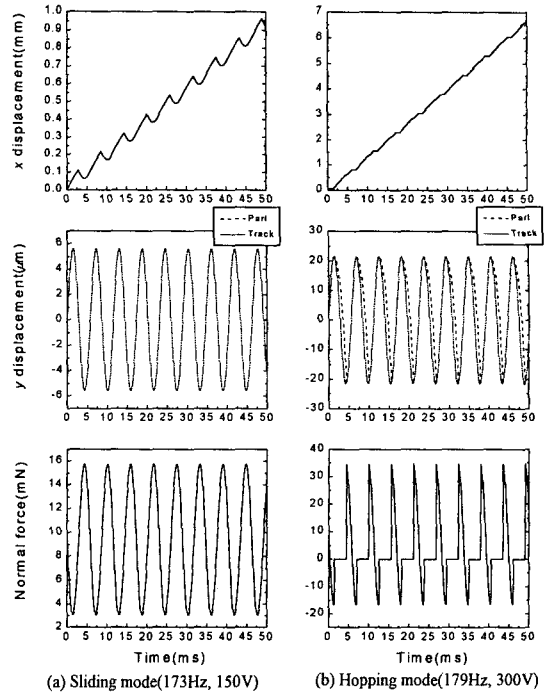


Fig. 8 Simulated results for sliding and hopping mode, respectively

좋다고 말할 수는 없다. 이에 일반적으로 실제 수송에서는 부품에 가해지는 수직력이 1.5g 이하로 억제하고 있는데, 결과에 도시한 173Hz, 176 Hz, 179 Hz의 가진 주파수 입력시 270V, 90V, 130V 이하의 전압입력이 각각 그 범위에 해당한다. 따라서, 본 모델링의 경우 실제 시스템에서 사용 가능한 범위에서 그 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 매우 일치하고 있음을 알 수 있다.

3.2 제어기 설계 및 제어

현재 많은 제어 이론이 발전되었고 발전 되어 오고 있으나, 양호한 강인성, 설비의 단순성 및 범용의 운용성으로 인하여 산업현장에서는 PID 제어기가 널리 쓰이고 있다. PID 제어기는 시스템의 운동 방정식이 정확하고, 시스템의 물성치들이 외란이나 주위환경에 민감하지 않는다면 좋은 성능을 낼 수 있다. 본 연구에서는 위의 모델링을 기초로 하여 일정 주파수에서 부품의 이송 속도를 원하는 속도가 되도록 제어하고자 한다.⁽⁸⁾

우선 PID 제어기는 다음과 같이 설계하였다.⁽⁹⁾

$$V(t) = k_p E(t) + k_i \int E(t)dt + k_d \frac{dE(t)}{dt} \quad (7)$$

여기서, $E(t) = m.c.v_d(t) - m.c.v(t)$ 는 평균 이송 속

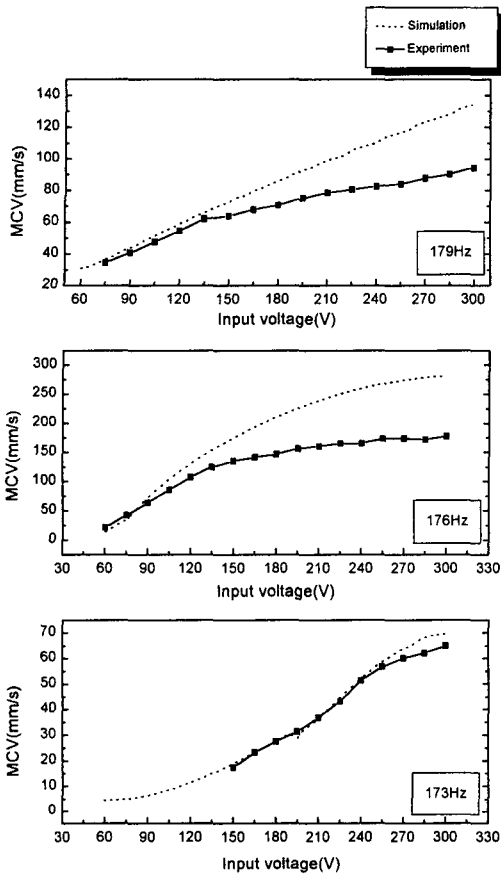


Fig. 9 Simulated and measured results of MCV

도의 오차이며, $V(t)$ 는 압전 작동기에 들어가는 입력 전압이다. 사용된 PID 제어기의 제어 이득값은 시행 착오를 거쳐 그 값을 산정하였으며, 각 값은 $k_p = 2.8$, $k_i = 0.0001$, $k_d = 0.01$ 이다. 제어기에서 나온 전압은 과도한 입력을 막기위해서 Saturation 시켰다. 이때 부품과 트랙의 마찰면 사이의 정 마찰 계수가 표면의 상태에 따라 변한다고 보고 이를 외란으로 가정하여 기본값의 20%내외에서 변한다고 보고 제어를 수행하였다.

우선 시간이 지남에 따라 외부에서 원하는 평균 이송 속도가 변한다고 가정하고 제어를 수행하였다. 작동되는 가진 주파수는 179Hz로 정하고, 도약의 영향이 부품의 정렬에 크게 영향을 주지 않는, 즉 수직력이 1.5g를 넘지 않는 부분에서 원하는 평균 이송 속도가 요구 되어진다고 보고 제어를 수행하였다. 요구되는 평균이송 속도는 우선 빠른 응답에 대한 반응을 알아보기 위하여 최소 왕복 시간인 5.6ms를 한 단위로 200ms까지 시간이 지남에 따라 30, 40, 50, 60 mm/s로 변한다고 가정 했다. 그리고, 같은 조건하에서의 느린

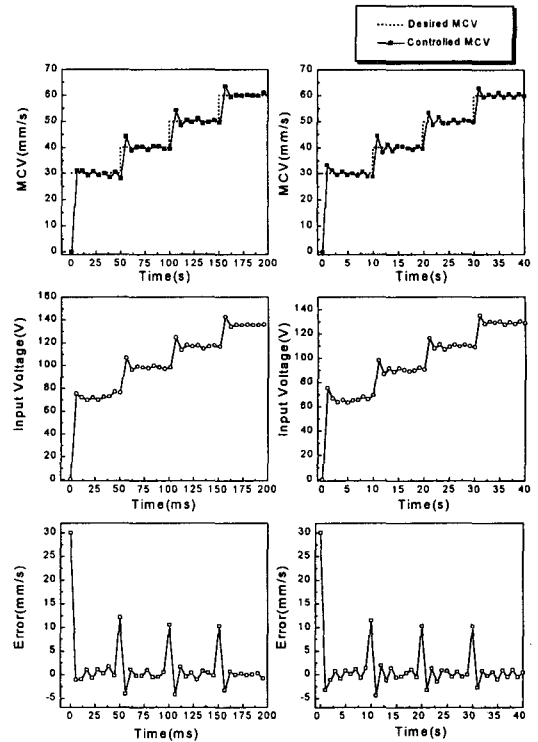


Fig. 10 Simulated results of MCV control

평균이송 속도에 대한 응답을 알아보기 위하여 1초를 기준으로 평균 속도를 계산하고 40초까지 같은 조건의 이송 속도가 요구되어진다고 보고 제어를 수행하였다.

Fig. 10에 나타나 있듯이 두 경우 모두 원하는 이송 속도가 시간에 대하여 변해도 빠르게 수렴하고 있는 것을 알 수 있다. 이 경우 제어 입력에 들어가는 전압은 고정된 값을 나타내는 것이 아니라 사인함수의 형태로 입력되는 최대 전압을 나타낸다.

4. 결론

논문에서는 압전 작동기로 구동되는 보울 파이프 피더의 모드 해석을 하여 보울 파이프 피더의 동작 원리와 특성을 살펴보고, 실험적으로 모드해석을 병행하여 그 모델의 타당성을 알아 보았다. 앞으로 행할 연구의 기초 자료로서 본 유한 요소 모델이 활용될 수 있으리라고 본다.

다음으로 압전 작동기의 장점을 활용하는 한 방안으로 단일 부품의 경우에 대한 간단한 이송 속도 제어를 수행하였다. 이를 위하여 부품의 평균 이송 속도를 모델링하여 그 결과를 실험값과 비교하고, 이 결과를 바탕으로 PID 제어기를 구축하

여 모델에 대한 평균 이송 속도를 원하는 속도가 되도록 제어를 수행하였다. 그 결과 정확하고 빠르게 제어가 됨을 알 수 있었다. 따라서, 적절한 연구와 응용을 통하면 실제 산업현장에서 이송되는 부품의 변화나 외부 작업환경의 변화 때문에 발생하는 이송 속도의 변화를 직접 사람이 원하는 이송 속도로 보정하는 작업이나 수송되는 공급량을 단순 ON-OFF 제어를 통해 보안하고 있는 작업등을 대체하여 보다 향상된 효율을 얻을 수 있을 것이다.

5. 참고문헌

- (1) 심수섭, 1991, "자동조립기술," pp. 227~270.
- (2) Boothroyd, G., Poli, C., and Murch, L.E., 1982, *Automatic Assembly*, Dekker, New York.
- (3) Choi, S.B. and Lee, C.H., 1997, "Force Tracking Control of a Flexible Gripper Driven by a Piezoceramic Actuator," *ASME J. of Dynamic Systems, Measurements and Control*, Vol. 119, No.3, pp. 439~446
- (4) Anon., 1988, "IEEE Standard on Piezoelectricity," *American National Standards Inst./Inst. Of Electrical and Electronics Engineers, ANSI/IEEE Std. Inst. Of Electrical and Electronics Engineers*, New York.
- (5) Allik, J. and Hughes, T.Jr., 1970, "Finite Element Method for Piezoelectric Vibration," *Int. J. Numer. Methods Eng.* Vol. 2, pp. 151~157.
- (6) Kim, J.W., Varadan, V.V. and Varadan, V.K., 1995, "Finite Element-Optimization Methods for the Active Control of Radiated Sound From a Plate Structure," *J. Smart Mater. Struc.* pp. 318~326.
- (7) Auld, B.A., 1990, *Acoustic Fields and Waves in Solid*, Vol. 1, 265~356.
- (8) Lim, G.H., 1997, "On the Conveying Velocity of a Vibratory Feeder," *Computers and Structures*, Vol. 62, No. 1, pp. 197~203.
- (9) Shahian, B. and Hassul, M., 1993, *Control System Design using Matlab*, Prentice-Hall International Inc.