한국소음진동공학회 2001년도 추계학술대회논문집, pp. 1010~1014

Roll에 의해 지지되어 가진력을 받는 직사각형 평판의 진동해석에 관한 연구

A Study on Vibration Analysis of Roll-supported Rectangular Plate Subjected to Excitation

윤대성*·황원걸**·이돈출***·김우영****

Dae Sung Yun, Won Gul Hwang, Don Chool Lee and Woo Young Kim

Key Words : Zinc Galvanizing Line (아연도금 라인), Strip Vibration(강판 진동), FEM(유한요소법)

ABSTRACT

A severe strip vibration in continuous galvanizing line facilities of the steel companies has sometimes occurred due to the exceeding wearing of the roll bush and bearing. This vibration brings on the lack of uniform coating thickness in steel plate. As a result, the total maintenance and product costs in this factory are increased by the shortage of operation time for the replacement of bush, bearings and these components. In this study, the vibration characteristics of this strip are investigated by the FEM using ANSYS. Also the vibration measurement of strip and its structure performed by the laser Doppler vibrometer(LDV) and accelerometers are compared to theoretical analysis results.

1. 서 론

주행 평판은 압연 강판, 자기 테이프, 필름, 플라스틱 박판 등의 정밀도를 요구하는 제품의 생산에 이용되고 있다. 또한 산업 현장에서 주로 생산 가공 라인에서 정보, 재료 및 동력의 전달수단으로도 사용되고 있다.

이러한 주행 평판을 사용하는 기계 요소들은 다양한 용도에도 불구하고 운동 중에 발생하는 진동과 소음이 실제적 적용에 제한 요소가 되고 있다. 따라서 제품의 품질을 향상시키고 기계시스템의 성능향상을 위해서는 주행 평판의 진동을 감소시키는 것이 필수적이다. 예를 들면 제철소의 아연 도금은 강판을 아연 용융조에 일정한 속도로 통과시키면서 강판의 전면에 균일한 두께의 아연을 용착시킨다. 그리고 이 강판이 불규칙하게 진동하면 아연 부착량이 균일하지 못하여 품질이 저하되는 원인이 될 수 있다.

현재까지 국내에서 이루어진 연구 결과를 보면 주행 현(string)에 대한 진동특성 및 제어에 대한 연구는 상당한 진보가 있음을 알 수 있었으나, 주행 평판에 관한 연구는 주로 국외에서만 수행되어 왔다.[1~6] 따라서 국내 산업현황과 경제적 규모에 비추어 볼 때 주행 평판의 진동을 최소화하기 위한 이론적인 해석 및 진동계측을 통한 연구의 가치가 매우 높다.

본 논문에서는 제철소에서 일정한 속도로 주행하는 평판의 진동특성을 고찰하기 위하여 ANSYS 를 이용한 유한 요소법을 이용하여 이론적으로 검토하였다.

또한 이론적인 시뮬레이션에 의한 해석 모델의 타당성을 확인하기 위하여 진동계측을 수행하였다. 진동 계측은 Roll 의 진동특성을 파악하기 위하여 Roll 부근의 상부 및 하부 프레임에 가속도계를 설치하였고, 강판진동계측은 레이저 계측기를 이용하였다.

2. 평판의 진동이론

그림 1 과 같이 일정한 장력 T 가 부가된 축방향 속도 v 로 등속 주행하는 평판을 고려하자. 평판은 길이 L , 폭 B , 그리고 두께 h 이다. $\mathbf{z}$ 방향 변위 w 는 전체길이에 비해 상대적으로 작고, $\mathbf{x}$ 와 $\mathbf{y}$ 방향 변위는 w 에 비해서 매우 작아서 무시할 수 있다고 가정한다.

* 전남대학교 대학원
E-mail : yds1974@yahoo.co.kr
Tel : (062) 530-0211, Fax : (062) 530-1689

** 전남대학교

*** 목포 해양대학교

**** 조선대학교

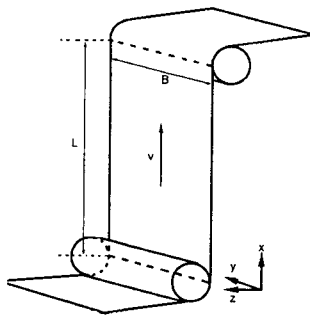

Fig. 1 Axially moving plate

주행평판의 운동에너지 **T** 와 위치에너지 **U** 는 식(1)과 식(2)와 같이 된다.

$$\mathbf{T} = \frac{\rho}{2}\int_0^B \int_0^L [(w_t + \upsilon w_x)^2 + \upsilon^2]dxdy \tag{1}$$

$$\mathbf{U} = \frac{1}{2}\int_0^B \int_0^L [D\{w_{xx}^2 + w_{yy}^2 + 2\nu w_{xx}w_{yy} + 2(1-\nu)w_{xy}^2\} - Tw_x^2]dxdy \tag{2}$$

식(1)과 식(2)를 해밀턴의 원리(Hamilton principle)에 대입하면

$$\delta\int_1^2 (\mathbf{T} - \mathbf{U})dt = 0 \tag{3}$$

식(4)와 같은 운동방정식을 얻을 수 있다. [1~4]

$$\rho w_{tt} - (T - \rho\upsilon^2)w_{xx} + D\nabla^4 w = 0 \tag{4}$$

여기서 $\nabla^4 w = w_{xxxx} + 2w_{xxyy} + w_{yyyy}$

$D = Eh^3/[12(1-\nu^2)]$

이다.

식(4)에서 주행 속도는 $\rho\upsilon^2$ 만큼 장력 값을 감소시키는 것을 알 수 있고, 이를 이용하여 FEM 해석시 속도 변화에 따른 고유진동수 변화를 고찰할 수 있다. 실질적인 장력이 0 이 되는 임계속도(critical speed)는 식(5)와 같다.

$$\upsilon_{crit} = \sqrt{T/\rho} \tag{5}$$

3. ANSYS 를 이용한 FEM 해석

주행 평판의 유한요소 모델링은 상용 FEM 해석 프로그램인 ANSYS 를 이용하였다. 속도에 의한 영향은 프로그램내에서 설정해 줄 수 없기 때문에 식(4)의 운동방정식에서 살펴본 바와 같이 속도에 의해 장력이 감소하므로 이를 고려하여 장력값을 조절하여 이를 대체하였다.

보다 정확한 FEM 해석결과를 얻기 위하여 실제 공장 생산라인의 주행 강판을 측정하고 이를 유한요소 모델링에 적용하였다.

3.1 강판 주행 시스템의 특성

본 연구에 적용된 주행 시스템은 강판이 하부 Roll 을 거쳐 수직(x 방향)으로 상승하여 상부 Roll 을 통과한다. 강판의 진동은 상부 및 하부 Roll 을 지나는 동안 발생하며 진동에 영향을 미치는 요소는 강판의 장력에 따른 고유진동수 변화, 주행속도 변화, Roll 베어링과 Bush 의 마모로 인한 기진력 등이다. 상부 Roll 은 직경이 1.5m 이고 하부 Roll 은 0.25m 이며 길이는 동일하게 2.1m 이다. 주행강판의 주행속도는 $2\,m/s$ 이며 이때 상부 Roll 의 회전수는 25 rpm(0.42Hz)이고, 하부 Roll 의 회전수는 152 rpm(2.55Hz)이다. FEM 해석 결과 상부 Roll 의 1 차 고유진동수는 17.1 Hz, 하부 Roll 은 88.8 Hz 로 해석되었다.

3.2 강판의 진동 해석

진동해석을 수행한 강판은 길이 52.5m, 폭 1.1, 두께 0.5mm 그리고 부가된 장력은 19.6kN 이다.

이 강판은 길이에 비해 두께가 얇으므로 3 차원 Solid 모델을 사용하지 않고 Shell 모델을 사용하였고, 모드 추출방법은 Block Lanczos 법을 사용하였다. 강판의 경우 메쉬는 정사각형 형상을 사용하였고 한 변의 길이는 0.1m 로 설정하였다.

실제 강판은 Roll 에 의해 지지되어 있으며 장력을 받고 있으나 경계조건을 단순화 시키기 위하여 양단이 고정되어 장력을 받는 경우로 가정하였다.

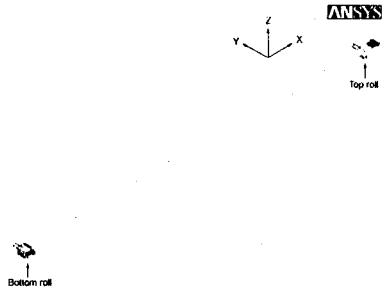

Fig. 2 Modeling of the strip for Zinc Gal. Line

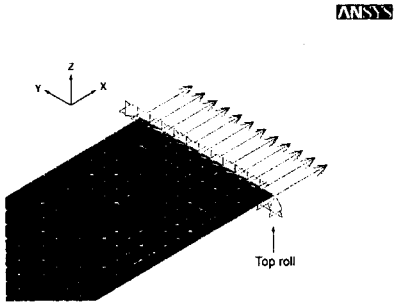

Fig. 3 Boundary Conditions and tension of the Top roll

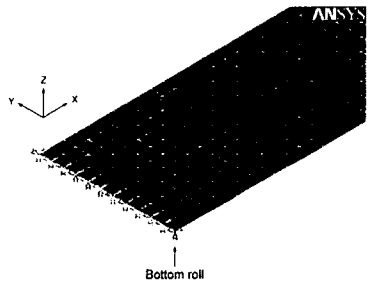

Fig. 4 Boundary Conditions of the Bottom roll

Table 1 Natural frequencies of the strip

Mode	Frequency	Mode	Frequency
1	0.64403	16	3.8642
2	0.64463	17	3.8679
3	1.2881	18	3.9743
4	1.2893	19	4.5082
5	1.6213	20	4.5126
6	1.9321	21	4.5162
7	1.9339	22	4.9198
8	2.3996	23	5.0828
9	2.5761	24	5.1523
10	2.5785	25	5.1573
11	2.6481	26	5.6667
12	3.0172	27	5.7963
13	3.2201	28	5.8020
14	3.2232	29	6.2630
15	3.4686	30	6.4065

표 1 는 운전범위 내에서 진동에 영향을 줄 수 있는 30 차 까지의 강판의 고유진동수를 나타내었다. 장력이 증가하면 진동모드의 형상이 더 복잡해지고 강판의 Z 축 방향을 기준으로 좌우로 뒤틀림 모드가 더 두드러지게 나타나는 것을 알 수 있었다. 이는 단순하게 장력만 증가시켜서 진동을 감소시키기 어렵고 오히려 반곡이나 강판이 고르지 못해 품질이 저하될 가능성이 크다. 그림 5 은 강판의 6 차까지의 진동모드를 나타낸 것이다.

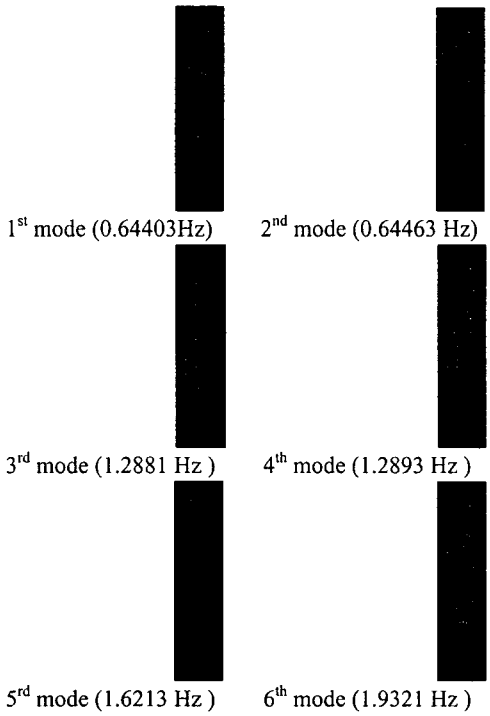

Fig. 5 Mode shape of the strip

그림 6 는 속도 변화에 대한 5 차까지의 고유진동수 변동을 나타낸 것으로 속도가 증가함에 따라 고유진동수가 점차 떨어짐을 알 수 있다.

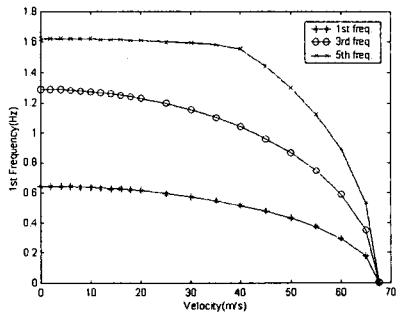

Fig. 6 Natural frequency change by strip velocity

4. 진동 계측 및 고찰

4.1 진동 계측 장치

진동 계측 장치의 구성도는 그림 7 과 같다. 구조진동 계측을 위해 하부 Roll 이 위치한 프레임의 양 끝 단에 수평, 수직방향으로 4 개의 가속도 센서를 설치하였고, 상부프레임은 상부 Roll 의 베어링 지지부 양 끝 단에 각각 수평방향으로 2 개의 가속도 센서를 설치하였다. 또한 주행 강판의 진동을 측정하기 위하여 지면에서 상단방향으로 300mm 정도에 레이저 계측기를 설치하여 진동을 계측하였다. 이때 얻은 진동신호는 DAT(Digital Audio Tape) 레코더에 저장하여 주파수 분석기 및 A/D Board 를 이용하여 신호분석 작업을 수행하였다.

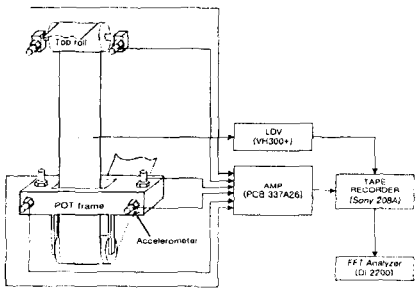

Fig. 7 Schematic diagram for strip and structural vibration measurement

4.2 진동 계측 결과

(1) Roll 을 지지하는 프레임 진동 계측

운전시간이 경과하면 강판의 진동이 증가한다. 따라서 강판제품의 품질에 문제가 될 수 있으며 이 조건에서 진동 계측을 수행하였다. 하부프레임 수평 방향 진동은 다음 그림 8 에서 보는 바와 같이 35 ~ 45Hz 를 중심 주파수로 여러 성분이 복합적으로 일어난다. 주원인은 하부 Roll 또는 Bush 의 편마모로 인하여 Roll 의 슬립(Slip) 또는 이들의 ' Roughness' 로 인한 마찰로 추정된다. 그리고 동일한 높이의 같은 방향의 진동을 검토하면 베어링과 Bush 의 마모가 증가하여 구조물 전체가 같은 방향으로 유사한 크기의 진동이 발생하고 있다. 그러나 때에 따라 진동의 크기가 다르고 뒤틀리는 현상도 종종 발견할 수 있었다.

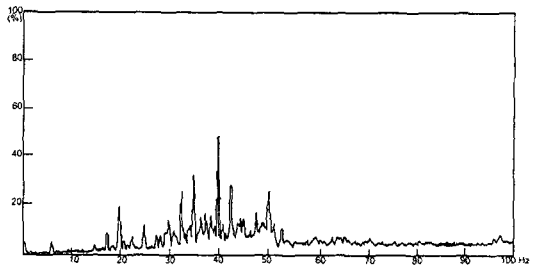

Fig 8 The structural vibration of the lower frame (Transverse Direction)

Fig 9 The structural vibration of the upper frame (Transverse Direction)

상부 프레임의 진동은 그림 9 에서 보는 바와 같이 주로 15 Hz 진동이고 여러 성분이 복합적으로 일어나고 속도 진폭의 크기도 비교적 작다. 특히 상부 Roll 자체가 베어링으로 지지되어 있기 때문에 비교적 안정적이다. 그리고 15 Hz 성분은 구조진동 해석한 결과 Roll 자체의 고유진동수인 것으로 판단되었다.

(2) 강판 진동 계측

레이저 계측기에서 측정된 진동 스펙트럼은 그림 10 과 같다.

강판의 주 진동은 정확하게 하부 Roll 의 2 배수 회전수인 5.0 Hz 근처에서 종전에 없었던 주 진동으로 새로이 발생함을 확인할 수 있었다. 이 진동의 가진원은 주로 하부 Roll 의 베어링 마모에 의한 정렬불량(Misalignment)으로 인하여 발생한 것으로 판단된다. 또한 하부 Roll 의 roughness 와 Bush 의 편마모에 의한 구조진동도 약간 기여하였을 것으로 판단된다.

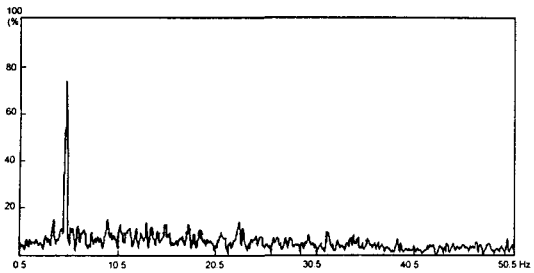

Fig 10 The transverse vibration of the strip

4.3 계측결과에 대한 고찰

강판진동의 해석결과에서 얻은 고유진동수와 진동모드는 고유진동수 사이의 간격이 매우 좁고 진동모드가 복잡하여 현장에서 이를 확인하기가 매우 곤란하였다. 또한 장력변화, Roll 재배치 및 강판의 속도변화에 의한 고유진동수 및 진동모드에 관한 연구도 현재 진행 중에 있다. 다만 진동계측결과를 중심으로 검토할 경우 강판의 수평(X)방향의 주 진동은 5.0 Hz 와 17.5 Hz 이고 계측 위치가 강판의 하부이므로 실제 강판 중간부의 진폭은 상당히 클 것으로 예측된다.

강판진동을 중심으로 계측결과를 종합하면 강판자체의 고유진동수와 진동모드의 영향보다는 상부 Roll 지지 구조진동과 하부 Roll 의 정렬불량으로 인한 기진력이 강판의 진동을 일으키고 있음을 확인할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 주행 평판의 진동특성을 고찰하기 위하여 제철소의 한 도금 생산 설비공장에서 강판진동을 유한 요소법을 이용하여 이론적해석을 수행하였다. 그리고 비교적 계측이 어려운 도금강판과 이를 지지하고 있는 구조물의 진동특성을 확인하기 위하여 레이저 측정기와 가속도계를 각각 설치하여 진동을 비교 분석하였으며 이를 정리하여 요약하면 다음과 같다.

(1)평판의 진동특성을 고찰하기 위하여 ANSYS 를 이용한 유한 요소법을 이용하여 분석한 결과 비교적 초기 장력이 큰 강판은 주행평판의 속도가 진동계에 미치는 영향이 미미하였으나 속도가 증가할수록 고유진동수와 진동모드의 변화가 무시할 수 없을 정도로 큰 것을 확인할 수 있었다.

(2) 폭에 비해 길이가 상대적으로 긴 평판은 고유진동수가 낮을 뿐 아니라 진동모드가 복잡하여 현장에서 고유진동수와 진동모드를 확인하기가 매우 어려웠다. 또한 다른 진동모드간의 고유진동수 편차가 적어 운전속도 변경에 의해 공진을 피하기는 현실적으로 곤란할 뿐 아니라 계측에 의해 이를 확인하기도 어려웠다.

(3) 주행평판에서 평판의 진동은 그 자체의 고유진동수와 진동모드보다는 기진력에 관련된 하부 Roll 회전수의 2 배수 진동이 주진동이며 이는 베어링과 Bush 의 마모로 인한 Roll 축의 정렬불량으로 판단되었다. 또한 이 진동은 크지 않지만 도금설비와 상당히 떨어진 상부 Roll 의 구조진동의 영향을 받고 있어 이를 무시 할 수 없었다.

참고문헌

(1) Ulsoy, A. G., and Mote Jr., C. D., 1982, "Vibration of Wide Band Saw Blades," Journal of Engineering for Industry, Vol. 104, pp. 71-78.

(2) Lin, C. C., 1997, "Stability and vibration characteristics of axially moving plates," Int. J. Solids Structures, Vol. 34(24), pp. 3179-3190.

(3) Lin, C. C., and Mote Jr, C. D., 1995, "Equilibrium displacement and stress distribution in a two dimensional, axially moving web under transverse loading," Journal of Applied Mechanics, Vol.62, pp. 772-779.

(4) Wickert, J. A., and Mote Jr, C. D., 1990, "Classical vibration analysis of axially moving continua," Journal of Applied Mechanics, Vol.57, pp. 738-744.

(5) Lee, H. P., and Ng, T. Y., 1995, "Dynamic Stability of a Moving Rectangular Plate Subject to In-plane Acceleration and Force Perturbations," Applied Acoustics, Vol.45, pp. 47-59.

(6) 류두현, 박영필, 2001, "속도경계제어를 이용한 축방향 주행 현의 횡진동 제어", 대한기계학회 논문집, 제 25 권, 제 1 호, pp. 135～144.

(7) Timoshenko, S., 1936, Theory of Elastic Stability, McGraw Hill, pp. 337-340.

(8) Timoshenko, S., and Woinowsky-Krieger, S., Theory of Plates and Shells, McGraw Hill.

(9) Yoshihara, S., 김남형 역, 1998, 진동 공학, 운문당.

(10) Demeter, G.. Fertis, 1995, Mechanical and Structural Vibrations, Willy Int. Science.

(11) Geradin, M., and Rixen, D., 1994, Mechanical Vibrations : Theory and Application to Structural Dynamics, Wiley.