

연성진동하는 L형 단면 보의 크랙 검출 방법에 대한 연구

손인수[#], 조정래^{*}, 안성진^{**}

Study on Method of Crack Detection of L-beams with Coupled Vibration

In-Soo Son[#], Jeong-Rae Cho^{*} and Sung-Jin Ahn^{**}

(Received 26 December 2010; received in revised form 25 November 2010; accepted 2 December 2010)

ABSTRACT

This paper aims to investigate the natural frequency of a cracked cantilever L-beams with a coupled bending and torsional vibrations. In addition, a theoretical method for detection of the crack position and size in a cantilever L-beams is presented based on natural frequencies. Based on the Euler-Bernoulli beam theory, the equation of motion is derived by using extended Hamilton's Principle. The dynamic transfer matrix method is used for calculation of a exact natural frequencies of L-beams. In order to detect the crack of L-beams, the effect of spring coefficients for bending moment and torsional force is included. In this study, the differences between the actual data and predicted positions and sizes of crack are less than 0.5% and 6.7% respectively.

Key Words : L-beams(L형 단면 보), Natural Frequency(고유진동수), Crack Detection(크랙 검출), Open Crack(개구형 크랙), Coupled Vibration(연성진동)

1. 서 론

건축 및 기계구조물은 일반적으로 각종 운영하중 및 부식환경에 지속적으로 노출되어 있다. 따라서 이러한 영향에 의하여 구조물들은 크랙과 같은 결함이 발생할 가능성이 크다. 결함을 가진 기계나 건축 등의 구조물은 동일한 하중이 작용하더라도 구조물의 자체 탄성에 의한 변형에너지 외에 결함에 의해서 추가로 변형에너지가 존재하게 되고, 이 부가에

너지 만큼 변형이 더 발생한다. 또 결함을 갖는 구조물은 결함이 존재하지 않는 구조물에 비하여 낮은 하중이나 외력에 의하여 파괴되어진다. 따라서 구조물의 파괴 원인이 되는 결함을 진단하는 것은 매우 중요한 공학적 문제라 할 수 있다. 이러한 결함을 진단하기 위하여 구조물에 손상을 주지 않고 결함의 탐지가 가능한 비파괴 검사법이 널리 사용되어 지고 있다. 비파괴적인 방법 중의 하나가 구조물의 진동 특성 변화를 측정하여 크랙의 위치 및 크기를 탐지하는 방법이다. 크랙이 구조물의 진동특성에 미치는 영향을 연구하기 위하여 유연행렬을 이용하여 크랙에 의하여 부가되는 에너지를 고려하는 해석 방법을 사용하고 있다.^[1] 크랙을 가지는 보 형태의 구조물에 대한 해석은 최근까지 많은 연구자들에 의하여 연구

교신저자 : 동의대학교 기계공학과

E-mail : isson92@deu.ac.kr

* 한국폴리텍 VI대학 달성캠퍼스 자동차과

** 대한상공회의소 부산인력개발원

되어지고 있으며^[3-5] Lele 와 Maiti^[6]는 전달행렬법을 이용하여 크랙을 가진 티모센코 보의 모델링 및 보의 고유진동수를 구하고 실험을 통하여 그 결과를 검증하였다. 또 실험으로 얻은 고유진동수를 이용하여 크랙의 위치를 예측하는 방법을 제안하였다. 최근 많은 연구자들에 의하여 진동특성을 이용하여 보 형태 구조물의 결함 예측에 관한 연구들이 진행되어지고 있다.^[7,8] 박판 형태의 보에 대한 연성 진동해석 및 T-형상을 가진 보에 크랙과 같은 결함이 존재하는 경우 보의 진동특성에 미치는 영향에 대한 연구도 발표되어 지고 있다.^[9-12]

하지만 이들 선행 연구에서는 연성 진동하는 보의 크랙 검출 방법에 대한 연구는 찾아보기 힘들다. 이 연구에서는 횡-비틀림 연성 진동하는 L형 단면 보의 크랙 검출 방법에 대하여 연구하였다. 즉, 연성운동에 의하여 나타나는 강성변화에 대한 보의 고유진동수의 민감도 해석을 수행하고 이를 근거로 하여 연성 진동하는 보의 크랙 검출 방법에 대한 타당성을 검토하였다.

2. 시스템의 운동방정식

Fig. 1은 L형 단면 보를 나타낸 것이다. L 은 보 전체의 길이이며, x_c 는 고정단에서 크랙까지의 거리를 의미한다. y_c 는 z 좌표축에서 무게중심 c 까지의 거리를 나타낸 것이다. Fig. 2는 크랙 부분의 단면을 나타낸 것으로 t , a_c 는 각각 보의 두께와 크랙의 깊이를 나타낸다. a 와 b 는 보의 가로 및 세로의 길이를 나타낸다.

2.1 크랙 모델링

시스템에서 크랙에 의하여 추가되는 추가적인 에너지는 Castigliano의 정리를 이용하여 다음과 같이 굽힘 모멘트, 전단력, 그리고 비틀림에 대한 유연행렬로 표현할 수 있다.

$$\lambda_M = \frac{2t(1-\nu^2)}{E} \int_0^{a_c} \frac{\partial^2}{\partial M^2} (K_M)^2 dz, \quad (1a)$$

$$\lambda_T = \frac{2t(1-\nu^2)}{E} \int_0^{a_c} \frac{\partial^2}{\partial T^2} (K_{TT})^2 dz, \quad (1b)$$

$$\lambda_S = \frac{2t(1-\nu^2)}{E} \int_0^{a_c} \frac{\partial^2}{\partial S^2} (K_{SS})^2 dz \quad (1c)$$

여기서

$$K_M = M \sqrt{\frac{\beta_M}{tI} \left(\frac{I}{I^c} - 1 \right)},$$

$$K_{TT} = T \sqrt{\frac{\beta_T}{tJ} \left(\frac{J}{J^c} - 1 \right)}, \quad (2)$$

$$K_{SS} = S \sqrt{\frac{2\kappa\beta_S(1+\nu)}{tA} \left(\frac{A}{A^c} - 1 \right)}$$

이고, $\beta_M = \beta_T = \beta_S = 1$ 로 적용하였다.^[7] 아래첨자 M, T , 그리고 S 는 각각 모멘트, 비틀림, 그리고 전단력을 의미한다. I, J 그리고 A 는 단면 2차모멘트와 극관성 모멘트, 그리고 보의 단면적을 의미한다. κ, ν 는 각각 전단계수와 푸아송 비이고, 위첨자 c 는 크랙이 존재하는 경우 각각의 해당 물성치를 나타낸다. 크랙에 의한 각각의 힘과 모멘트에 의한 강성변화는 식 (1)의 역수로 구할 수 있다.

2.2 운동 방정식

Fig. 1의 L형 단면 보를 오일러-베르누이 보 이론을 적용하면 횡-비틀림에 대한 운동방정식을 각각 다음과 같이 구할 수 있다.

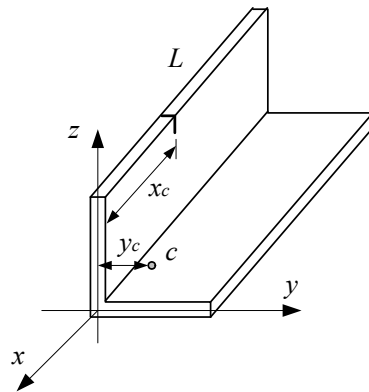


Fig. 1 Cracked L-beam

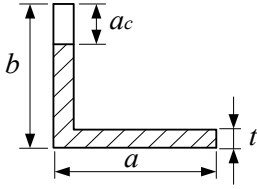


Fig. 2 Cross section of cracked beam

$$EI_y v'''' + m\ddot{v} - my_c \ddot{\psi} = 0 \quad (3a,b)$$

$$GJ\psi'' + my_c \ddot{v} - I_s \ddot{\psi} = 0$$

여기서 $v(x,t)$ 는 z 축으로의 횡방향 변위, 그리고 $\psi(x,t)$ 는 비틀림 회전각을 의미한다. m, E , 그리고 I_y 는 각각 보의 단위 길이당 질량, 영계수, 그리고 y 축에 대한 보의 단면 2차 모멘트를 나타낸다. I_s 는 x 축에 대한 보의 단위길이당 극질량관성 모멘트이며, GJ 는 비틀림 강성이다. 보의 고유진동수를 ω 라고 하면, 식 (3a, b)의 운동방정식에 대한 일반해는 각각 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$v(x,t) = Z(x)e^{i\omega t} \quad (4)$$

$$\psi(x,t) = \Psi(x)e^{i\omega t} \quad (5)$$

식 (4), (5)를 식 (3)에 대입하면 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$(EI_y D^4 - m\omega^2 L^4)Z(\xi) + y_c(m\omega^2 L^4)\Psi(\xi) = 0 \quad (6)$$

$$y_c(m\omega^2 L^4)Z(\xi) - \{(GJL^2)D^2 + I_s \omega^2 L^4\}\Psi(\xi) = 0 \quad (7)$$

여기서 $D \equiv \frac{d}{d\xi}$, $\xi = x/L$ 이다. 식 (6)과 (7)을 조합하면 다음과 같은 6차의 미분방정식을 얻는다.

$$\frac{d^6 W}{d\xi^6} + \bar{a} \frac{d^4 W}{d\xi^4} - \bar{b} \frac{d^2 W}{d\xi^2} - \bar{c} W = 0 \quad (8)$$

여기서 $W = Z$ or Ψ

$$\bar{a} = \frac{I_s \omega^2 L^2}{GJ}, \quad \bar{b} = \frac{m\omega^2 L^4}{EI_y}, \quad \bar{c} = \bar{a}\bar{b} \left(1 - \frac{my_c^2}{I_s}\right) \quad (9)$$

이다. 미분방정식 식 (9)의 일반해는 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$W(\xi) = C_1 \cosh \alpha \xi + C_2 \sinh \alpha \xi + C_3 \cos \beta \xi + C_4 \sin \beta \xi + C_5 \cos \gamma \xi + C_6 \sin \gamma \xi \quad (10)$$

여기서 $C_1 \sim C_6$ 는 상수이고,

$$\alpha = \left[2\sqrt{\frac{q}{3}} \cos\left(\frac{\phi}{3}\right) - \frac{\bar{a}}{3}\right]^{\frac{1}{2}},$$

$$\beta = \left[2\sqrt{\frac{q}{3}} \cos\left(\frac{\pi - \phi}{3}\right) + \frac{\bar{a}}{3}\right]^{\frac{1}{2}},$$

$$\gamma = \left[2\sqrt{\frac{q}{3}} \cos\left(\frac{\pi - \phi}{3}\right) + \frac{\bar{a}}{3}\right]^{\frac{1}{2}}, \quad (11)$$

$$q = \bar{b} + \bar{a}^2/3, \quad \phi = \cos^{-1} \left[\frac{27\bar{c} - 9\bar{a}\bar{b} - 2\bar{a}^3}{2(\bar{a}^2 + 3\bar{b})^{3/2}} \right]$$

이다. 식 (10)에 표현된 해를 크랙위치에 따라 횡방향 변위 Z 와 비틀림 회전 Ψ 로 표시하면 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

I) $0 \leq \xi \leq \xi_c$;

$$Z_1(\xi) = A_1 \cosh \alpha \xi + A_2 \sinh \alpha \xi + A_3 \cos \beta \xi + A_4 \sin \beta \xi + A_5 \cos \gamma \xi + A_6 \sin \gamma \xi \quad (12a)$$

$$\Psi_1(\xi) = B_1 \cosh \alpha \xi + B_2 \sinh \alpha \xi + B_3 \cos \beta \xi + B_4 \sin \beta \xi + B_5 \cos \gamma \xi + B_6 \sin \gamma \xi \quad (12b)$$

II) $\xi_c \leq \xi \leq 1$;

$$Z_2(\xi) = A_7 \cosh \alpha \xi + A_8 \sinh \alpha \xi + A_9 \cos \beta \xi + A_{10} \sin \beta \xi + A_{11} \cos \gamma \xi + A_{12} \sin \gamma \xi \quad (13a)$$

$$\Psi_2(\xi) = B_7 \cosh \alpha \xi + B_8 \sinh \alpha \xi + B_9 \cos \beta \xi + B_{10} \sin \beta \xi + B_{11} \cos \gamma \xi + B_{12} \sin \gamma \xi \quad (13b)$$

식 (12), (13)을 식 (6), (7)에 대입하여 정리하면 상수 $A_1 \sim A_{12}$ 과 $B_1 \sim B_{12}$ 는 다음과 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$B_{1,7} = \frac{k_\alpha A_{1,7}}{y_c}, \quad B_{3,9} = \frac{k_\beta A_{3,9}}{y_c}, \quad B_{5,11} = \frac{k_\gamma A_{5,11}}{y_c};$$

$$B_{2,8} = \frac{k_\alpha A_{2,8}}{y_c}, \quad B_{4,10} = \frac{k_\beta A_{4,10}}{y_c}, \quad B_{6,12} = \frac{k_\gamma A_{6,12}}{y_c} \quad (14)$$

여기서 아래첨자는 식 (13)에서의 변수들을 의미하며 $k_\alpha = 1 - \alpha^4/\bar{b}$, $k_\beta = 1 - \beta^4/\bar{b}$, $k_\gamma = 1 - \gamma^4/\bar{b}$ 이다. 보의 고정-자유에 대한 경계조건과 크랙위치에서의 연속조건은 각각 다음과 같다.

$$Z_1(0) = Z_1'(0) = 0, \quad Z_2''(1) = Z_2'''(1) = 0, \quad (15)$$

$$\psi_1(0) = 0, \quad \psi_2'(1) = 0$$

$$Z_2''(\xi_c) = Z_1''(\xi_c), \quad Z_2'''(\xi_c) = Z_1'''(\xi_c) \quad (16)$$

$$\psi_2'(\xi_c) = \psi_1'(\xi_c) \quad (17)$$

$$k_s \{Z_2(\xi_c) - Z_1(\xi_c)\} = Z_2''(\xi_c) \quad (18)$$

$$k_m \{Z_2'(\xi_c) - Z_1'(\xi_c)\} = Z_2''(\xi_c) \quad (19)$$

$$k_t \{\Psi_2(\xi_c) - \Psi_1(\xi_c)\} = \Psi_2'(\xi_c) \quad (20)$$

여기서 k_s, k_m 그리고 k_t 는 각각 전단력과 모멘트, 그리고 비틀림에 의하여 크랙위치에서 강성저하에 영향을 미치는 스프링 상수들이다.

먼저 식 (12), (13)을 식(16) ~ (20)의 크랙에 의한 연속조건에 대입하여 정리하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$T_{1(6 \times 6)} \begin{Bmatrix} A_7 \\ A_8 \\ \vdots \\ A_{12} \end{Bmatrix} = T_{2(6 \times 6)} \begin{Bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ \vdots \\ A_6 \end{Bmatrix} \quad (21)$$

식 (21)의 우변항에 식 (15)의 경계조건을 대입하고 정리하면 다음과 같다.

$$T_{1(6 \times 6)} \begin{Bmatrix} A_7 \\ A_8 \\ \vdots \\ A_{12} \end{Bmatrix} = B_{1(6 \times 3)} \begin{Bmatrix} A_4 \\ A_5 \\ A_6 \end{Bmatrix} \quad (22)$$

즉,

$$\begin{Bmatrix} A_7 \\ A_8 \\ \vdots \\ A_{12} \end{Bmatrix} = B_{(6 \times 3)} \begin{Bmatrix} A_4 \\ A_5 \\ A_6 \end{Bmatrix} \quad (23)$$

여기서 $B_{(6 \times 3)} = T_1^{-1} B_1$ 이다. 식 (23)을 식 (22)에 대입하여 정리하면

$$T_{3(3 \times 6)} B_{(6 \times 3)} \begin{Bmatrix} A_4 \\ A_5 \\ A_6 \end{Bmatrix} = R_{(3 \times 3)} \begin{Bmatrix} A_4 \\ A_5 \\ A_6 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (24)$$

이 된다. 보의 연성된 고유진동수는 식 (24)에서 3×3 행렬인 R 의 행렬식을 이용하여 구할 수 있다.

3. 유한요소 해석

유한요소해석을 위하여 보의 모델링은 Uni-Graphics (NX 4)를 이용하여 수행하였고, 모델링한 보를 ANSYS Workbench(v. 11.0)를 이용하여 유한요소해석을 실시하였다. 유한요소망의 정밀도는 관심 영역의 요소망 밀도를 증가시켜 정확한 결과 값을 얻을 수 있도록 설정(1/8 free mesh)하였다. 요소의 수는 크랙의 크기에 따라 조금씩 차이가 있으나 약 3000~4000 개, 절점의 수는 약 7000~9000 개 정도로 하였다. 유한요소해석에 사용된 보의 물성치는 일반 구조용 강으로 하였다. Fig. 3은 ANSYS에서 실행한 보의 유한요소 모델링이다.

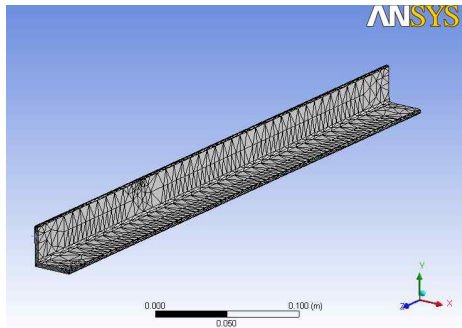


Fig. 3 Finite element model of cracked L-beam

4. 결과 및 고찰

이 장에서는 수치해석 및 유한요소 해석을 수행하여 구한 L형상 보의 크랙의 영향에 의한 고유 진동수변화를 도출하고 고찰하였다. 여기서 무차원 크랙의 크기 $\alpha = a_c/b$ 이다.

Fig. 4는 수치해석으로 구한 보의 무차원 고유진동수를 2차 모드까지 도출한 것이다. 1차 모드를 살펴보면 크랙의 위치가 보의 고정단에서 멀어질수록 크랙의 크기에 관계없이 보의 고유진동수는 증가하는 경향을 보인다. Fig. 4(b)의 2차 모드에서는 크랙의 위치가 보의 약 0.22에 존재하는 경우 고유진동수가 항상 일정함을 알 수 있다. 이 점을 보의 임계점(critical point)^[13]이라고 알려져 있다.

Table 1은 크랙의 무차원 크기가 0.3인 경우 크랙의 위치에 따른 이론 및 유한요소 해석으로 얻은 보의 고유진동수를 서로 비교한 것이다. 전반적으로 3차 모드에서 오차가 비교적 크며 최대 오차가 4.6% 이하로 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

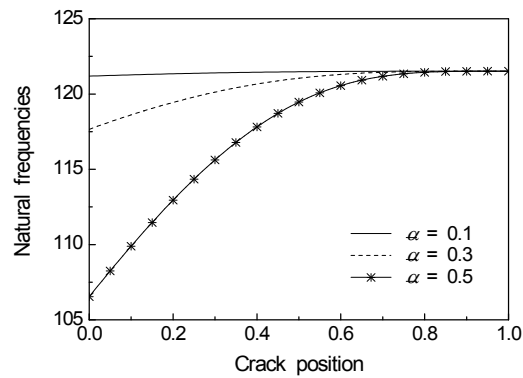
5. 보의 크랙 검출 방법

5.1 비연성 진동의 크랙 검출 방법

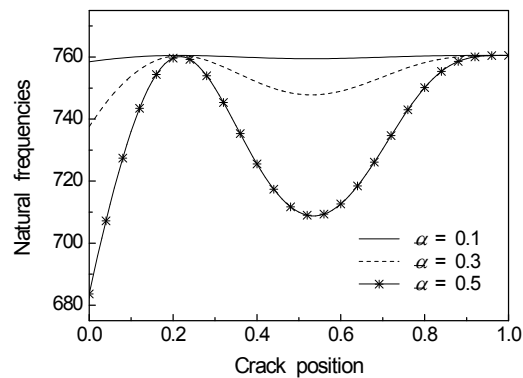
먼저 연성되지 않은 크랙을 가진 외팔보의 손상 검출 방법을 설명하도록 한다. Fig. 5는 크랙 위치가 0.3 이고 크랙의 크기가 0.1 일 때, 회전 스프링 상수의 변화를 나타낸 그래프이다. A부분에서 확인할 수 있는 것처럼 1~3 차 고유진동수를 대입하여 얻은

Table 1 Theory and FE analysis results of natural frequencies of cantilever L-beams ($\alpha = 0.3$)

ξ_c	Dimensionless natural frequencies						Error(%)		
	Theory			FE analysis			ω_1	ω_2	ω_3
	ω_1	ω_2	ω_3	ω_1	ω_2	ω_3			
0.1	118.6	753.9	2120.5	118.9	750.3	2035.9	0.3	0.5	4.2
0.3	120.2	757.9	2095.9	122.9	755.1	2018.8	2.3	0.4	3.8
0.5	121.0	748.0	2124.3	124.3	739.4	2037.5	2.6	1.2	4.3
0.7	121.5	753.6	2086.3	125.2	747.8	1994.3	3.0	0.8	4.6



(a)First mode



(b)Second mode

Fig. 4 Effects of crack on natural frequency of cracked L-beams

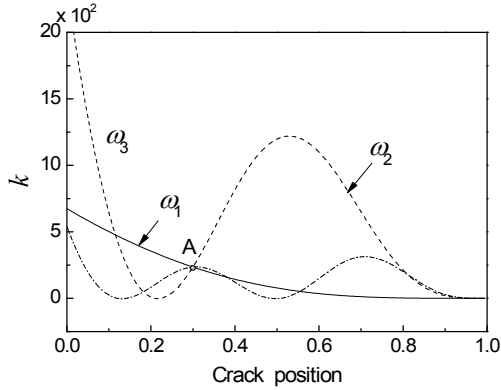


Fig. 5 Rotating spring coefficient k for first three modes of cracked cantilever beam

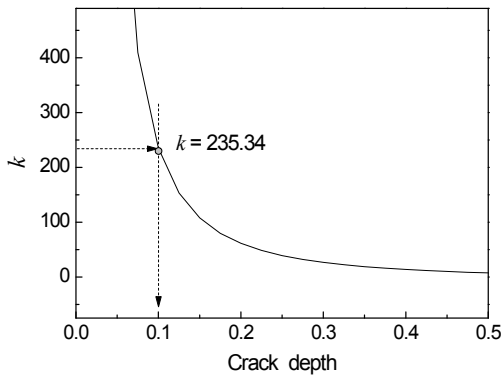
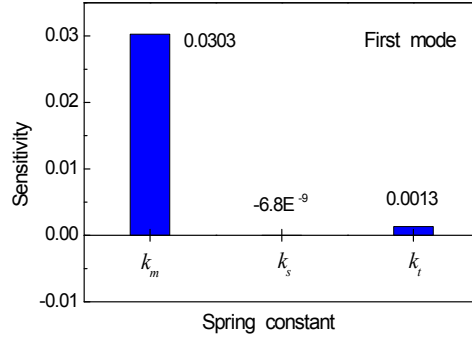
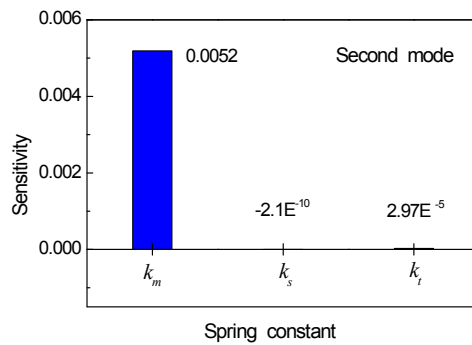


Fig. 6 Rotating spring coefficient versus crack depth

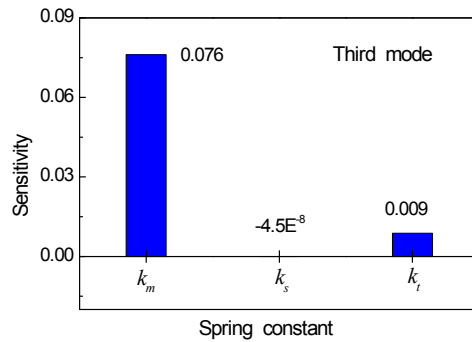
각각의 스프링 상수의 교차점과 크랙이 존재하는 0.3 인 위치가 정확하게 일치하고 있음을 알 수 있다. 또 크랙의 크기를 판단하기 위하여 스프링 상수들의 교차점에서의 값인 235.34 를 확인하고 Fig. 6을 이용하면 크랙의 크기가 0.1이라는 것을 정확하게 판단할 수 있다.^[6] 하지만 이 연구에서는 연성 진동을 해석하기 위하여 2장의 식 (1)에서 볼 수 있는 것처럼 횡방향 모멘트와 전단력, 그리고 비틀림의 연성에 의한 강성변화를 고려하여 보의 고유진동수를 결정한다. 즉, 3개의 스프링 상수 값이 존재하기 때문에 참고문헌에서와 같이 간단하게 크랙의 위치 및 크기를 판단하는 것은 어렵다. 따라서 각 방향의 힘



(a) First mode

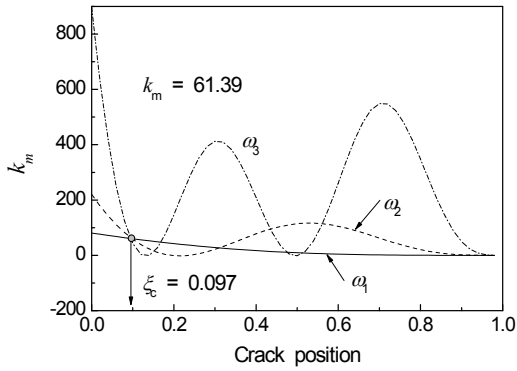


(b) Second mode

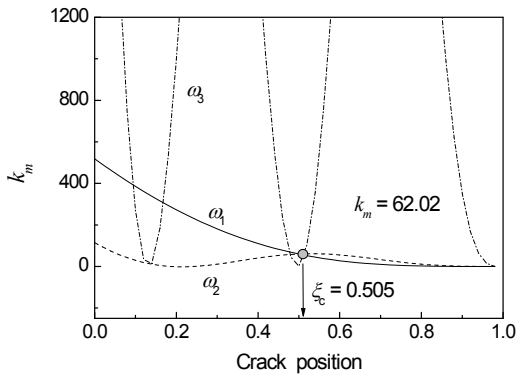


(c) Third mode

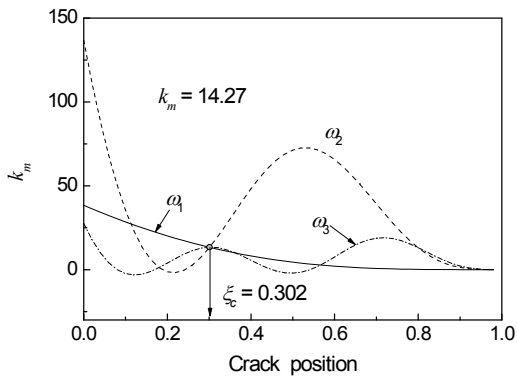
Fig. 7 Natural frequency sensitivity of cracked L-beams



(a) $\alpha = 0.3, \xi_c = 0.1$



(b) $\alpha = 0.3, \xi_c = 0.5$



(c) $\alpha = 0.5, \xi_c = 0.3$

Fig. 8 Spring coefficient k_m for first three modes of cracked cantilever L-beams

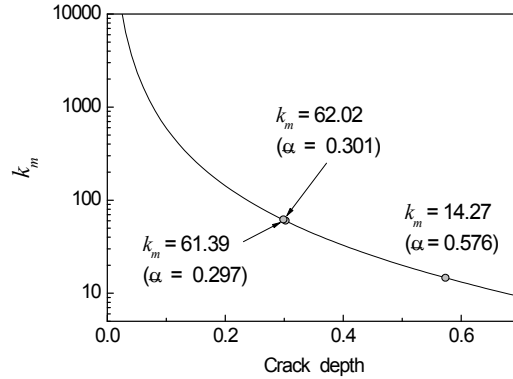


Fig. 9 Spring coefficient versus crack depth

과 모멘트와 연성된 스프링 상수가 보의 고유진동수에 미치는 영향을 파악하여 이와 같은 크랙 검출 방법이 적용 가능성한지를 판단하도록 한다.

5.2 연성진동하는 보의 크랙 검출 방법

Fig. 7은 다음 식 (25)를 이용하여 크랙의 영향으로 인한 각 스프링의 강성 변화가 보의 고유진동수에 미치는 민감도 해석을 수행한 결과를 3차 모드까지 나타낸 것이다.

$$SE_j = \frac{\sum_{\xi_c=0}^1 \{ \omega_{\xi_c}(\alpha=0.5) - \omega_{\xi_c}(\alpha=0.05) \}}{\Delta k_{j(\alpha=0.05-0.5)}} \quad (25)$$

여기서 $j = m, s$, 그리고 t 이다.

Fig. 7에서 1, 2, 그리고 3차 모드에 대하여 굽힘 모멘트에 의한 강성 변화가 보의 고유진동수에 가장 큰 영향을 미치며, 전단에 의한 강성 변화는 보의 고유진동수에 거의 영향이 없다는 것을 알 수 있다. 비틀림에 의한 영향은 굽힘에 의한 영향에 대하여 1차 모드에서 약 4.3%정도, 그리고 3차 모드에서는 11.5%정도의 비로 고유진동수 변화에 영향을 미친다. 보의 손상 검출을 위하여 각 힘과 모멘트에 대한 스프링 상수 값을 모두 사용 할 수 없기 때문에

Table 2 Comparison between actual and predicted crack for k_m

No	Actual data		Predicted data			
	α	ξ_c	α^*	error(%)	ξ_c^*	error(%)
1	0.1	0.3	0.090	1.0	0.303	0.3
2	0.3	0.1	0.298	0.2	0.097	0.3
3	0.3	0.3	0.302	0.2	0.301	0.1
4	0.3	0.5	0.301	0.1	0.505	0.5
5	0.3	0.7	0.301	0.1	0.699	0.1
6	0.5	0.1	0.570	7.0	0.097	0.3
7	0.5	0.3	0.576	7.6	0.302	0.2
8	0.5	0.5	0.572	7.2	0.504	0.4
9	0.5	0.7	0.574	7.4	0.699	0.1

Table 3 Comparison between actual and predicted crack for k_m and k_t

No	Actual data		Predicted data			
	α	ξ_c	α^*	error(%)	ξ_c^*	error(%)
1	0.1	0.3	0.088	1.2	0.303	0.3
2	0.3	0.1	0.296	0.4	0.097	0.3
3	0.3	0.3	0.294	0.6	0.300	0
4	0.3	0.5	0.299	0.1	0.503	0.2
5	0.3	0.7	0.295	0.5	0.695	0.5
6	0.5	0.1	0.564	6.4	0.098	0.2
7	0.5	0.3	0.558	5.8	0.299	0.1
8	0.5	0.5	0.567	6.7	0.503	0.3
9	0.5	0.7	0.548	4.8	0.696	0.4

Fig. 7의 민감도 해석 결과를 바탕으로 보의 고유진동수에 가장 큰 영향을 미치는 굽힘 모멘트에 의한 스프링 상수 값을 이용하였다. 앞에서 설명한 바와 같이 비틀림에 의한 영향이 무시되기 때문에 참고문헌(6)의 결과와는 달리 이론적인 크랙검출에서도 약간의 오차가 발생하리라 생각한다.

Fig. 8은 위의 근거를 토대로 굽힘 모멘트에 의한 스프링 상수 값(k_m)을 이용한 크랙 검출 방법의 타당성을 몇 가지의 예제를 통하여 검토한 것이다. 먼저 Fig. 8에서 크랙의 위치를 판단하고, 여기서 구한 스프링 상수 값을 이용하여 Fig. 9에서 크랙의 깊이를 예측하였다. 이 예측 결과를 Table 2에 정리하였다. 크랙의 위치 예측은 0.5% 오차범위 이내에서 정확하게 판단할 수 있고, 크랙의 깊이에 대한 예측은

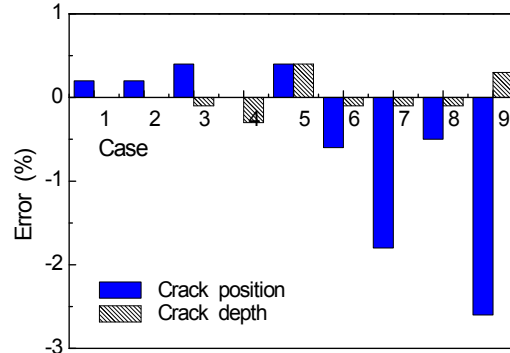


Fig. 10 Error of crack detection

크랙의 크기가 비교적 큰 경우 최대오차 7.6%까지 나타난다. 이러한 오차는 앞서 언급한 바와 같이 비틀림과 전단에 의한 강성변화를 고려하지 않았기 때문에 발생한 결과라 할 수 있다. 따라서 이러한 오차를 줄이기 위하여 굽힘 모멘트에 의한 스프링 상수 값에 비틀림에 의한 영향을 고려하여 예측한 결과를 Table 3에 나타내었다. 그리고, 두 가지 경우 즉 Tables 2, 3의 오차의 차를 Fig. 10에 도시하였다. 크랙의 위치에 대한 예측은 두 가지 경우 모두 0.5% 내로 정확하였으며, 크랙의 크기 예측에 대하여서는 비틀림의 영향을 고려한 두 번째 경우 예측오차를 최대 2.6%까지 줄일 수 있었다. 따라서 실제 크랙 검출을 하기 위해서는 모멘트와 비틀림에 의한 강성변화를 고려한 두 번째 방법을 사용하는 것이 훨씬 좋은 결과를 얻을 것이라 판단된다.

6. 결론

이 연구에서는 횡-비틀림 연성진동하는 L형 단면 보의 고유진동수를 구하였으며, 그 결과와 유한요소 해석 결과를 서로 비교하여 이론해석에 결과에 대한 신뢰성을 판단하였다. 이론적으로 구한 최저차 3개의 고유진동수를 이용하여 연성진동하는 보의 크랙 검출 방법을 제안하였다. 제안된 방법에서 크랙의 위치는 0.5%이내의 오차범위 안에서 정확하게 예측되었으며, 크랙의 깊이는 최대오차 6.7%이내에서 예

측할 수 있었다. 이 후 실험을 통하여 이론적으로 제안된 크랙 예측방법에 대한 타당성을 검토하고자 한다.

참고문헌

1. Ruotolo, R., Surace, C., Crespo, P. and Storer, D., 1996, "Harmonic Analysis of the Vibrations of a Cantilevered Beam with a Closing Crack", *Computers and Structures*, Vol. 61, No. 6, pp. 1057~1074.
2. Chondros, T. G., Dimarogonas, A. D. and Yao, J., 1998, "A Continuous Cracked Beam Vibration Theory", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 215, No. 1, pp. 17~34.
3. Chondros, T. G., Dimarogonas, A. D. and Yao, J., 2001, "Vibration of a Beam with a Breathing Crack", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 229, No. 1, pp. 57~67.
4. Zhu, X., Li, T. Y., Zhao, Y. and Liu, J. X., 2006, "Structural Power Flow Analysis of Timoshenko Beam with an Open Crack", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 297, No. 1~2, pp. 215~226.
5. Yoon, H. I., Son, I. S. and Ahn, S. J., 2007, "Free Vibration Analysis of Euler-Bernoulli Beam with Double Cracks", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, pp. 476~485.
6. Lele, S. P. and Maiti, S. K., 2002, "Modelling of Transverse Vibration of Short Beams for Crack Detection and Measurement of Crack Extension", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 257, No. 3, pp. 559~583.
7. Nandwana, B. P. and Maiti, S. K., 1997, "Detection of Location and Size of a Crack in Stepped Cantilever Beam Based on Measurement of Natural Frequencies", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 203, pp. 435~446.
8. Chaudhari, T. C. and Maiti, S. K., 2000, "A Study of Vibration of Geometrically Segmented Beams with and without Cracks", *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 37, pp. 761~779.
9. Li, J., Shen, R., Hua, J. and Jin X., 2004, "Response of Monosymmetric Thin-walled Timoshenko Beams to Random Excitations", *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 41, pp. 6023~6040.
10. Ricci, P. and Viola, E., 2006, "Stress Intensity Factors for Cracked T-sections and Dynamic Behaviour of T-beams", *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 73, pp. 91~111.
11. Viola, E., Ricci, P. and Aliabadi, M. H., 2007, "Free Vibration Analysis of Axially Loaded Cracked Timoshenko Beam Structures Using the Dynamic Stiffness Method", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 304, pp. 124~153.
12. Son, I. S. and Jo, J. R., 2010, "Stability Analysis of Cracked Cantilever T-beams Subjected to Subtangential Follower Force", *Journal of KSMPE*, Vol. 9, No. 3, pp. 49~55.
13. Khiem, N. T. and Line, T. V., 2001, "A Simplified Method for Natural Frequency Analysis of a Multiple Cracked Bema", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 245, No. 4, pp. 737~751.