

〈논 문〉 SAE NO. 953775

自動車 룸 밀러 진동에 대한 研究

A Study on Vibration Analysis of Vehicle Rear-view Mirror

임 석 현*
S. H. Lim

ABSTRACT

Vehicle has two kinds of mirrors to check the rear. Especially inner rear-view mirror(room mirror) is easy to vibrate.

A vibration of vehicle inner rear-view mirror affects safe driving.

This study presents both of analysis of cause of mirror vibration and resolution in order to improve that throughout analysis by elasticity theory, FEM, and test.

주요기술용어 : Header(헤더), Stay(밀러 지지대), Room mirror(룸 밀러), Modal test(모달 테스트), Deflection(처짐)

1. 서 론

주행시 안전을 위하여 후방 시계 확보는 필수적 요건이다. 자동차에는 후방 시계를 확보하기 위하여 실내에는 룸 밀러, 실외에는 백 밀러를 설치하고 있다. 그러나, 이들 밀러에 여러가지 요인에 의하여 진동현상이 발생하면 화상이 회미해져 주행 안전에 악영향을 끼치기 때문에 각사에서는 이를 방지하기 위하여 많은 노력을 하고 있다.

본 논문은 이들 밀러중 일반적으로 진동현상이 심한 룸 밀러에 대하여 탄성론에의한 해석, 유한

요소법, 실험을 통한 떨림 원인 파악 및 그 대책 수립에 관한 것이다.

2. 룸 밀러 진동 현상

룸 밀러는 접합 위치에 따라 크게 2종류로 나눌 수 있다. 하나는 가장 일반적인 형태로서 그림 1과 같이 헤더라는 차체 골조 부분에 볼트로 접합하는 것이고, 다른 하나는 앞창에 접촉제로 부착하는 것이다. 본 논문에서는 이중 진동 현상이 발생하기 쉬운 전자에 대하여 논하겠다.

우선 진동 현상의 원인 파악을 위하여 국산 A 차에 대한 모달 테스트 및 진동해석을 실시했다. 그림 2에 모달 테스트 결과를 나타냈다. 진동에

* 정회원, 여주전문대학 자동차과

관여하는 모드는 스테이 상하 방향과 밀러 전후 방향이며 57Hz 전후에서 1차고유 진동수를 갖고 있음을 알 수 있다. 그러나 모달 테스트 만으로는 이러한 진동 모드에 크게 영향을 끼치는 인자의 파악이 어려워 FEM에 의한 모달 해석을 실시하였다. 그림 3에서 해석에 사용한 모델을 나타냈다. 이 모델은 룸 밀러 및 그 접합부인 헤더와 루프(Roof), 루프레일(Roof Rail)로 구성되어 있으며, 룸 밀러 부착부에서 멀리 떨어진 부분은 떨림에 영향이 적으리라고 판단되어 루프와 루프레일의 뒷 부분은 모델에서 생략하였다. 계산에는 NASTRAN을 사용하였으며 해석결과 고유 진동수는 61Hz로서 실험과 거의 일치했다. 이 해석에서 밀러 진동에 영향을 끼치는 부분을 찾기위하여 밀러에서 먼 부분부터 삭제해가면서

반복 계산한 결과 밀러 진동의 주 원인은 그림 3의 원형으로 표시한 부분의 국부적 강성에 의한 것이 밝혀졌다. 즉, 밀러 접합부 부근의 헤더 단면이 그림 4와 같이 변형함에 의한 것이다. 따라서 밀러 진동을 방지하기 위해서는 이 변형을 억제하는 것이 최선의 방법이다. 이러한 변형을 억제시키는 방법 및 원인 파악을 위하여 탄성론에 의한 해석을 실시하였다.

3. 밀러에 의한 판의 변형량 계산

고유 진동수를 구하기 위하여 우선 접합부의 변형량을 파악하는 것이 필요하다. 그림 5에 접합부에 가해지는 하중계산을 위한 룸 밀러의 모델을 나타냈다.

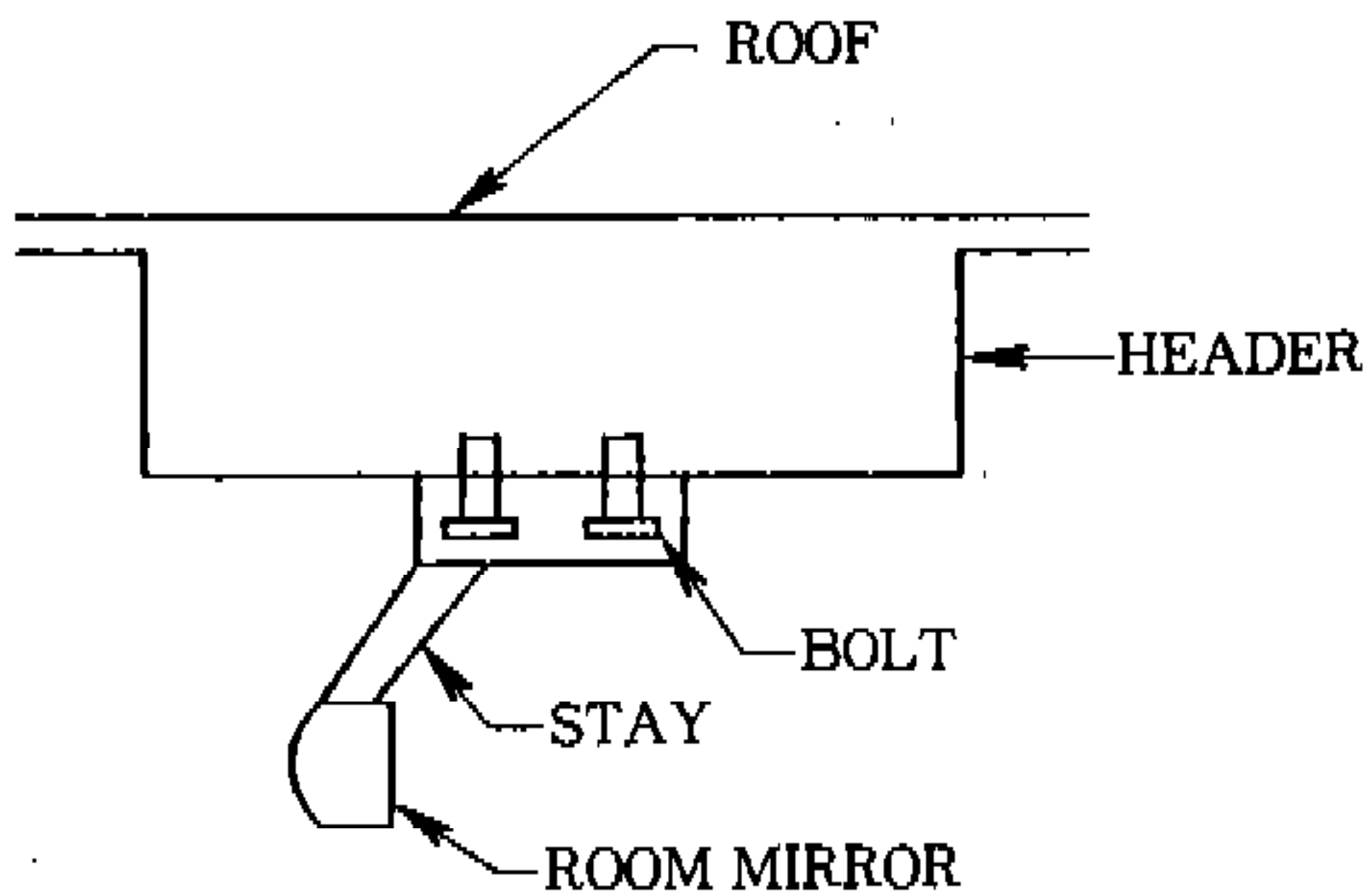


Fig.1 Structure of room mirror

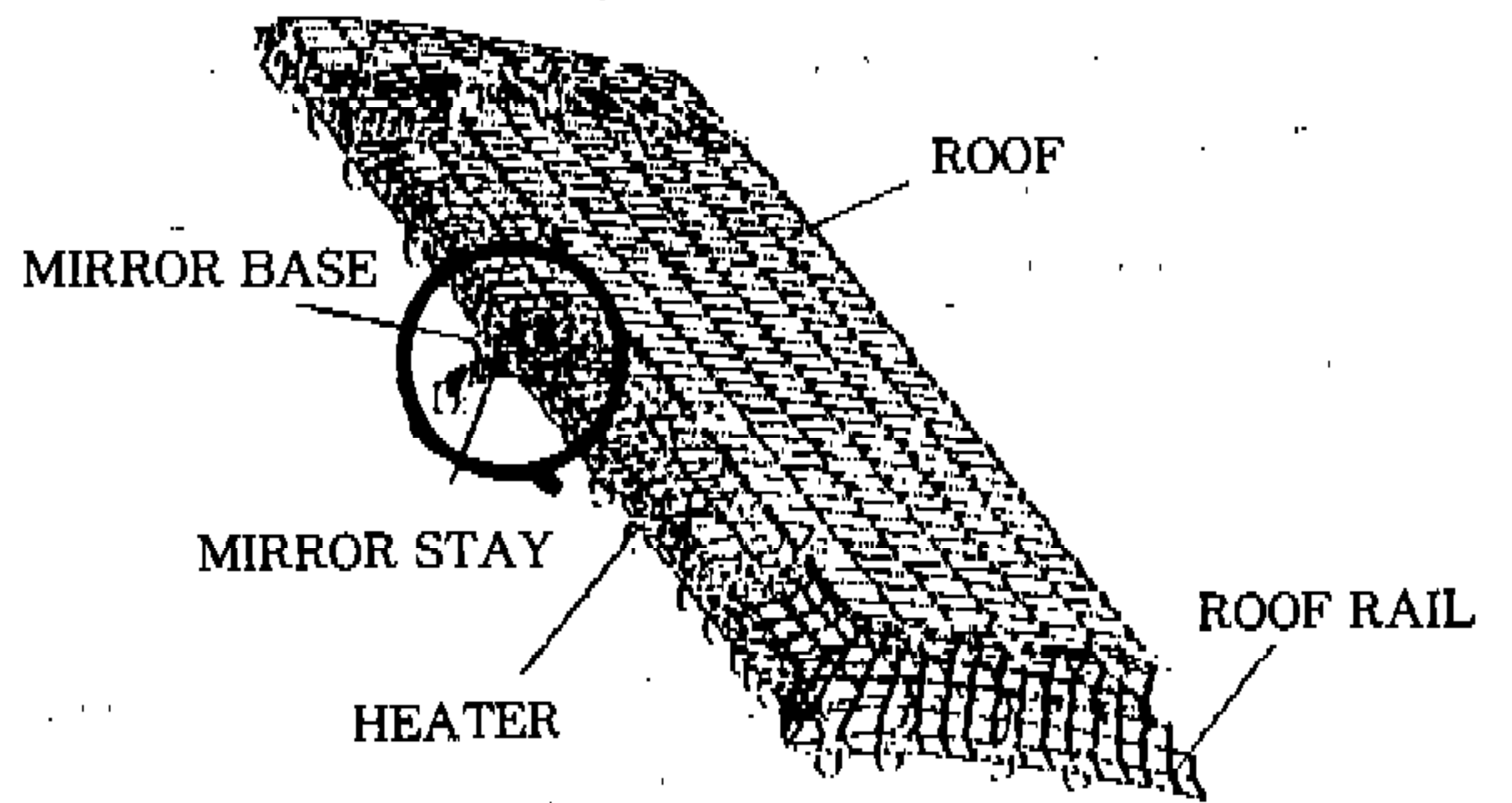


Fig.3 FE model

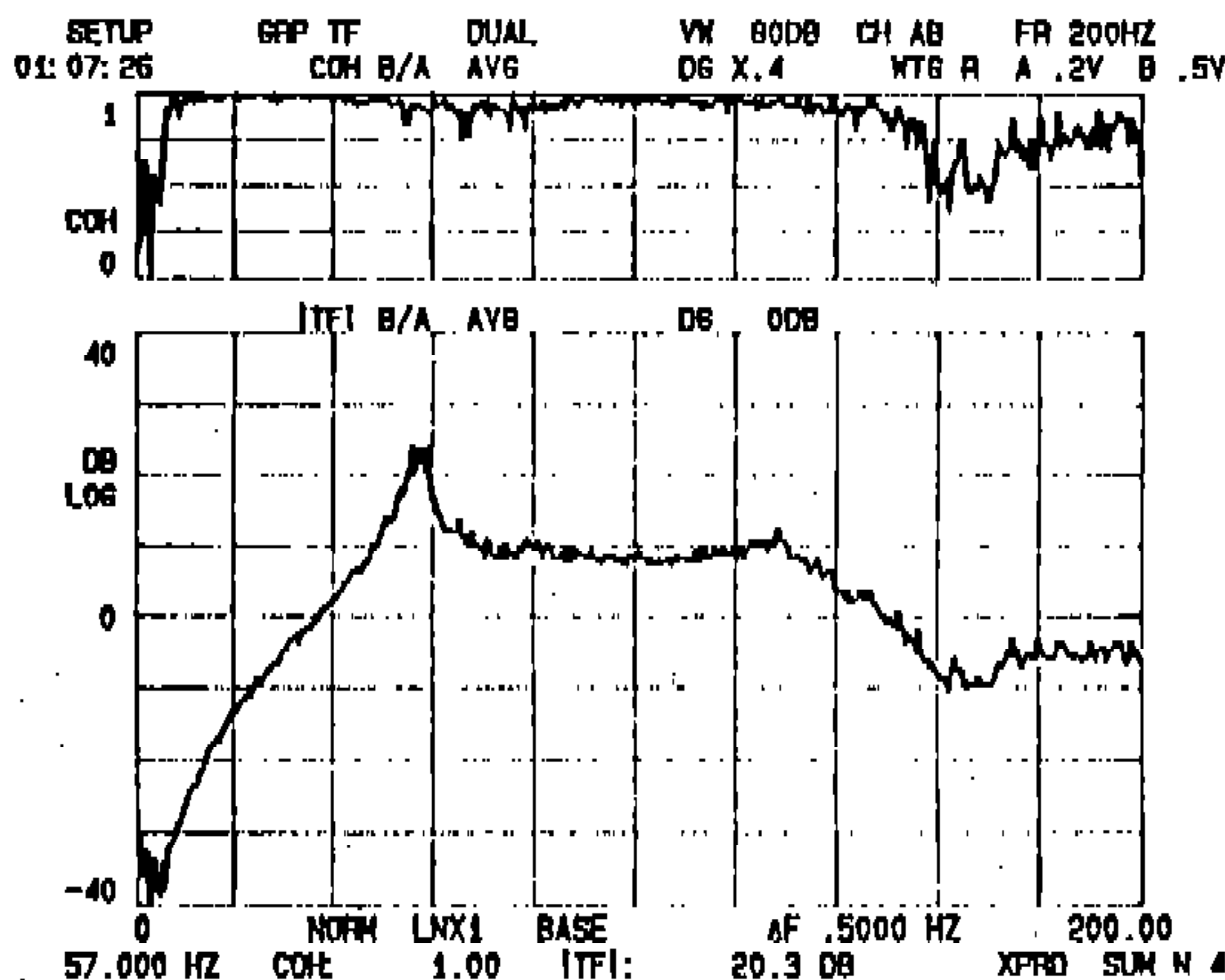


Fig.2 The result of modal test

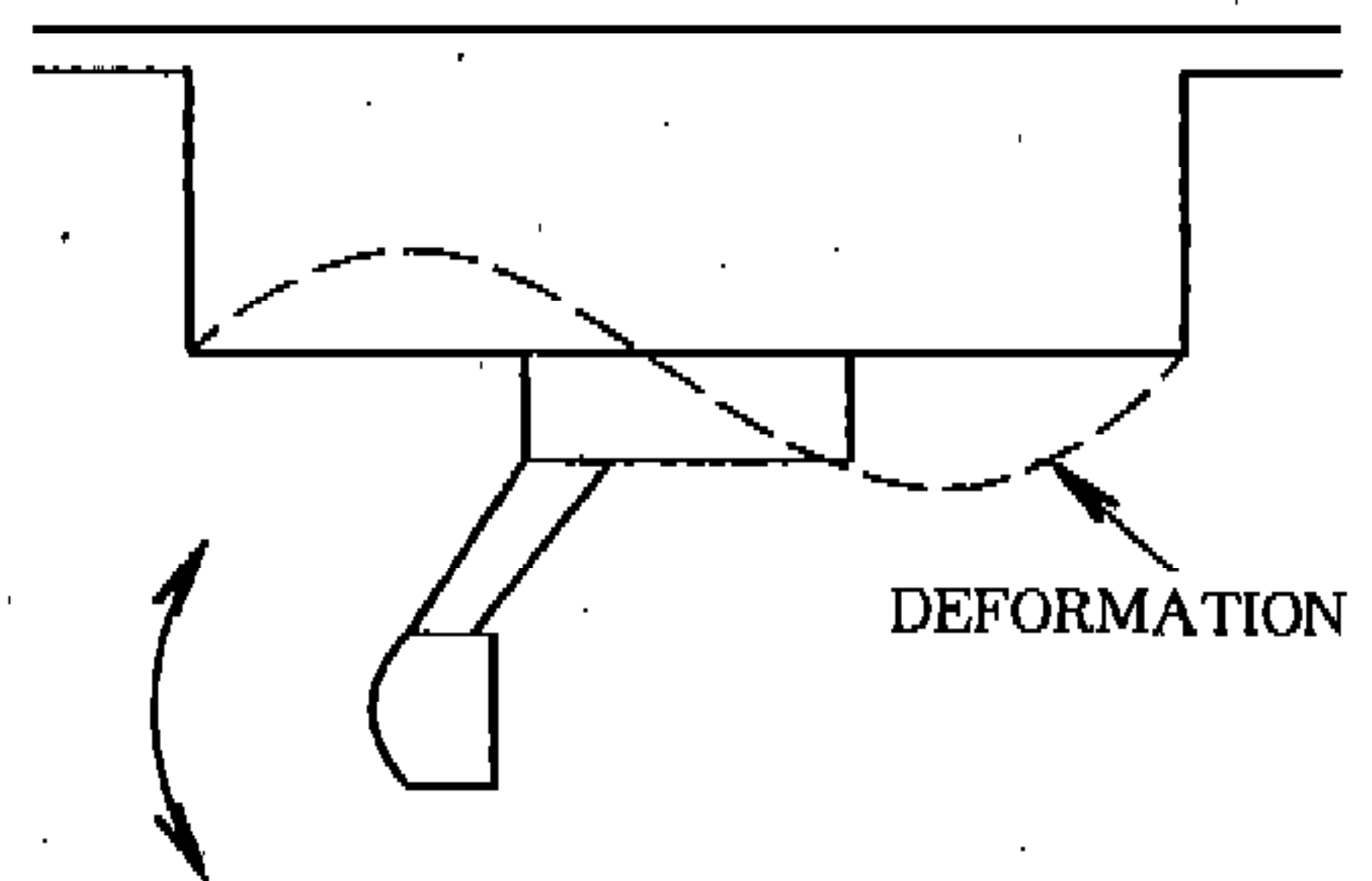


Fig.4 Deformation of header

중량 m 이 작용할때 A접합부에는 $R_A = m \frac{h}{l} + m$ 의 하중이 중량의 작용방향과 동일한 방향으로 발생하며 B접합부에는 $R_B = m \frac{h}{l}$ 이 중량 m 과 반대방향으로 작용한다.

이 하중을 이용하여 헤더의 변형량을 구하기 위한 모델을 그림 6에 나타냈다.

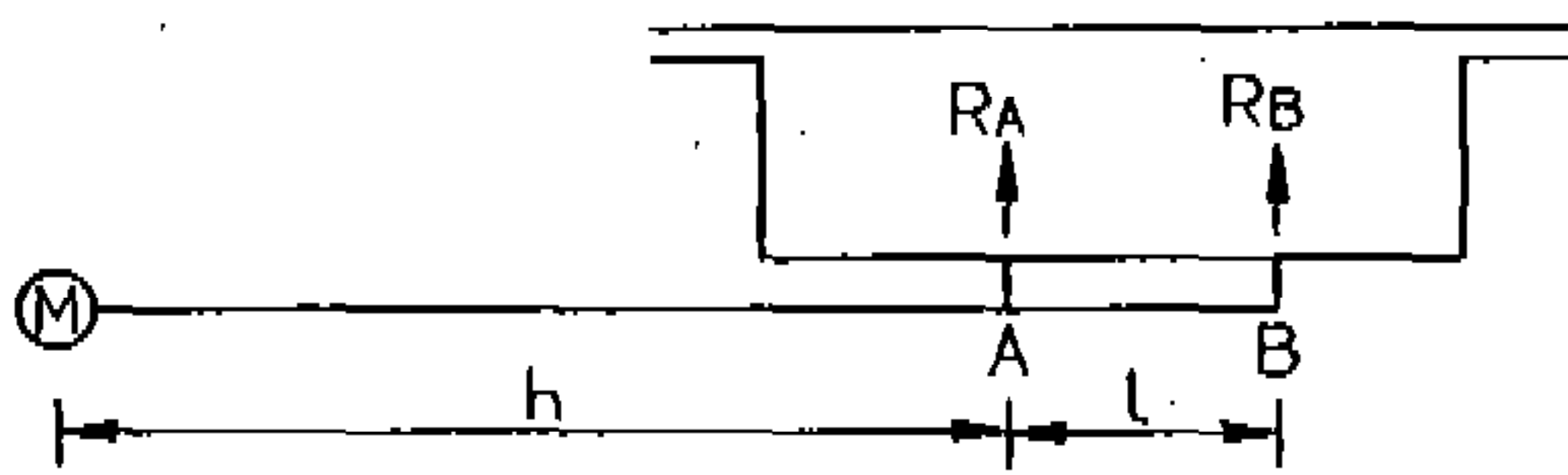


Fig.5 Reaction force at the joint area

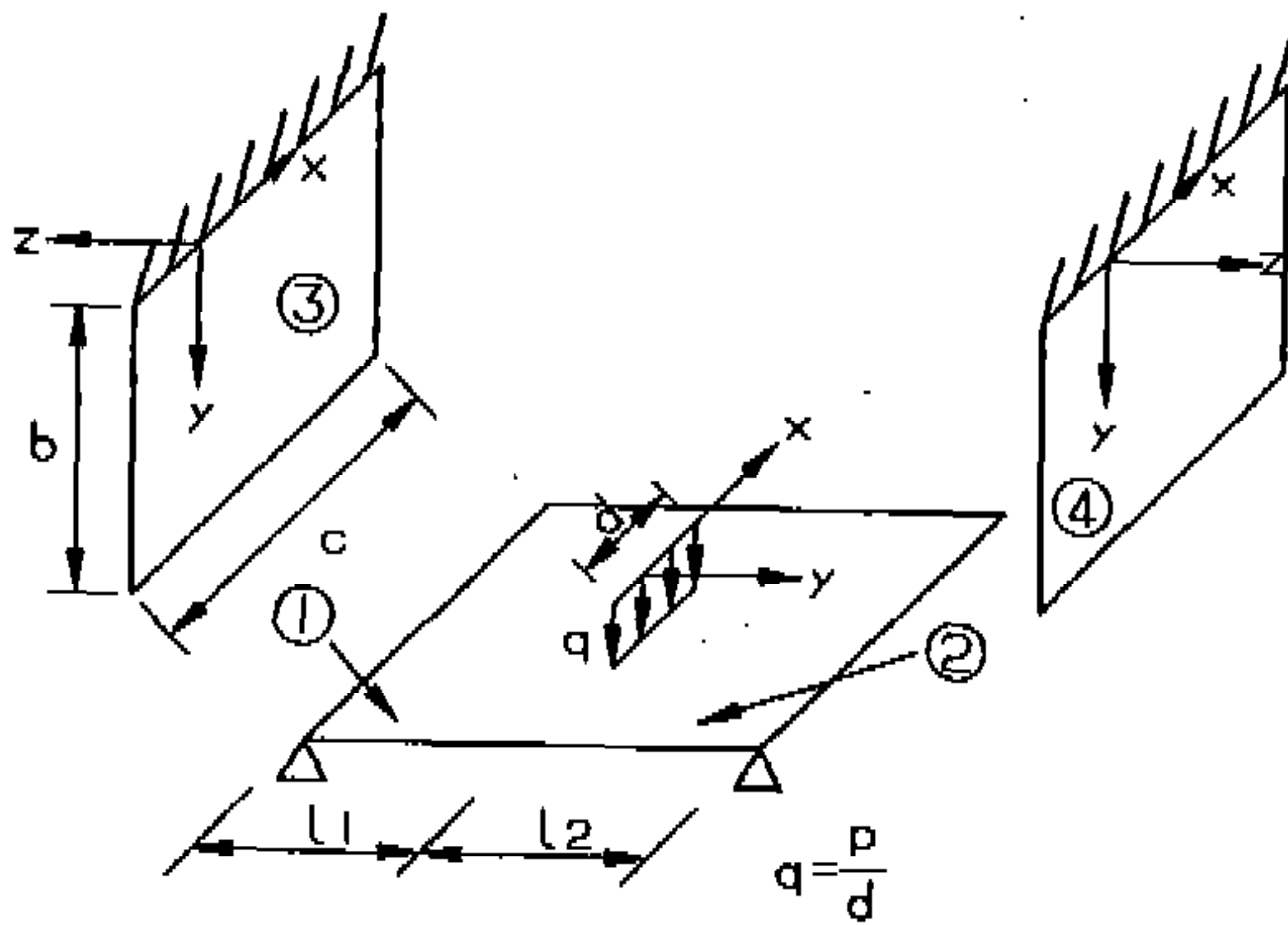


Fig.6 Model for analysis

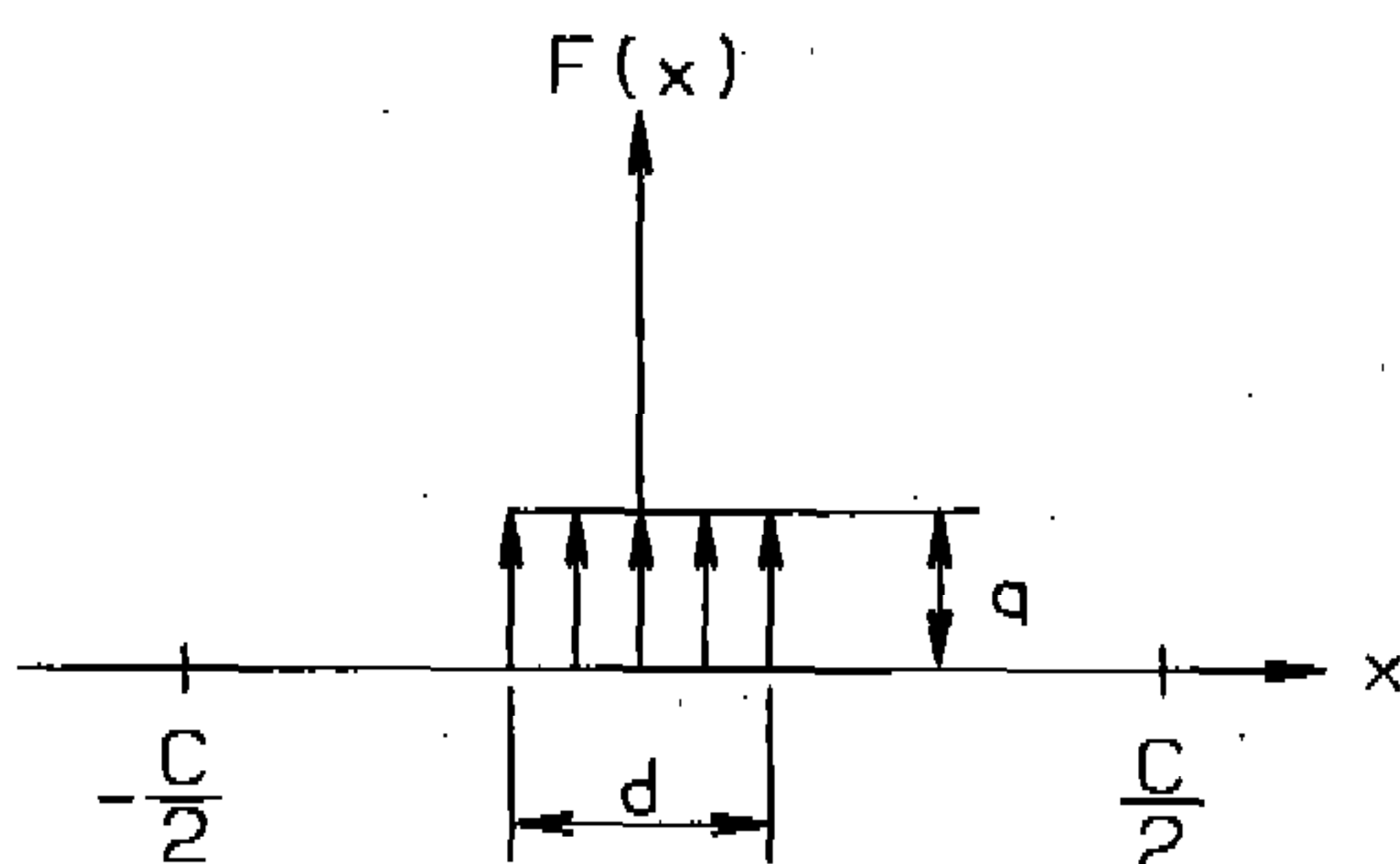


Fig.7 Plot of shear stress at section

FEM해석결과 밀러 진동에 영향을 끼치는 부분은 폭 150mm정도이므로 헤더를 150mm만 잘라 해석에 이용하였다.

헤더의 하중 R_A 또는 R_B 가 작용하는 부분을 X좌표에 평행하게 절단하여 절단면에 그림 6과 같이 분포하는 면외 전단력 $q = \frac{p}{d}$ 를 작용시킨다.

($p = R_A$ or R_B , d 는 볼트직경)

판의 각 부분을 ①-④로 나누고, 좌표를 그림 6과 같이 정했다.

이 문제는 판의 Bending 이론으로 해석 할 수 있다.

기초식은

$$\nabla^4 W_i = 0$$

$$\nabla^2 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} \right) + \left(\frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) \quad (1)$$

이것을 만족하는 각 판의 처짐 W 는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

① 영역에서의 함수

$$W_1 = A_1 y^3 + A_2 y^2 + A_3 y + A_4 + \sum_{k=1}^{\infty} (C_{11} \text{COS} h a y + C_{21} \text{SIN} h a y + C_{31} y \text{COS} h a y + C_{41} y \text{SIN} h a y) \text{COS} a x \quad (2)$$

② 영역에서의 함수

$$W_2 = B_1 y^3 + B_2 y^2 + B_3 y + B_4 + \sum_{k=1}^{\infty} (C_{12} \text{COS} h a y + C_{22} \text{SIN} h a y + C_{32} y \text{COS} h a y + C_{42} y \text{SIN} h a y) \text{COS} a x \quad (3)$$

③ 번 판에서의 함수

$$W_3 = C_1 y^3 + C_2 y^2 + C_3 y + C_4 + \sum_{k=1}^{\infty} (C_{13} \text{COS} h a y + C_{23} \text{SIN} h a y + C_{33} y \text{COS} h a y + C_{43} y \text{SIN} h a y) \text{COS} a x \quad (4)$$

④ 번 판에서의 함수

$$W_4 = D_1 y^3 + D_2 y^2 + D_3 y + D_4 + \sum_{k=1}^{\infty} (C_{1k} \text{COSH} \alpha y + C_{2k} \text{SINH} \alpha y + C_{3k} y \text{COS} \alpha x + C_{4k} y \text{SINH} \alpha y) \text{COS} \alpha x \quad (5)$$

여기서 $\alpha = m \frac{\pi}{c}$ 임.

미정 계수를 결정하는 경계조건은 다음과 같다.

① 판 ③의 $y=0$ 에서 $W_3 = \frac{\partial W_3}{\partial y} = 0$

② 판 ①·③의 연속조건

$$(W_3)_{y=b} = (W_1)_{y=-b} = 0$$

$$\left(\frac{\partial W_3}{\partial y}\right)_{y=b} = \left(\frac{\partial W_1}{\partial y}\right)_{y=-b}$$

$$(M_{y3})_{y=b} = (M_{y1})_{y=-b}$$

③ 판 ① ②의 연속조건

$y=$ 에서

$$W_1 = W_2, \quad \frac{\partial W_1}{\partial y} = \frac{\partial W_2}{\partial y}, \quad M_{y1} = M_{y2}$$

$$Q_{y1} Q_{y2} = \frac{d}{c} q - \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2q}{\pi m} \text{SINH} \frac{\pi m}{c} d \text{COS} \alpha x$$

④ 판 ② ④의 연속조건

$$(W_2)_{y=l} = (W_4)_{y=b} = 0$$

$$\left(\frac{\partial W_2}{\partial y}\right)_{y=l} = -\left(\frac{\partial W_4}{\partial y}\right)_{y=b}$$

$$(M_{y2})_{y=l} = (M_{y4})_{y=b}$$

⑤ 판 ④에서

$$y=0 \text{에서 } W_4 = \frac{\partial W_4}{\partial y} = 0$$

이상의 조건으로부터 처짐 함수의 미정 계수는 모두 결정된다.

식 ③의 $Q_{y2} - Q_{y1}$ 은 면외 전단력의 차가 이것과 같다고 놓은 것이다. 그 과정을 간단히 적어 보면 다음과 같다.

그림 7에서

$$f(x) = A_0 + \sum_{m=1}^{\infty} A_m \cos \alpha_m x$$

여기서

$$\alpha_m = \frac{m2\pi}{2c}$$

$$A_0 = \frac{2}{2c} \int_{-d/2}^{d/2} q dx = \frac{1}{c} q dx = \frac{1}{c} dq$$

$$A_m = \frac{2}{2c} \int_{-d/2}^{d/2} q \cos \alpha_m x dx = \frac{2q}{\pi m} \sin \frac{\alpha \pi m}{c}$$

$$\therefore f(x) = \frac{d}{c} q + \sum_{m=1}^{\infty} \frac{2q}{\pi m} \sin \frac{\pi m d}{c} \cos \alpha_m x \quad (6)$$

그림 6을 보면 1개 하중에 대하여 값을 구하게 되어있다. 그러나 실제 밀러는 그림. 5와 같이 2개의 하중에 의하여 변형된다. 계산에서는 이 문제를 하중 R_A 와 R_B 각각에 대하여 계산한 후 그 결과를 중첩시켜 해결하고 있다.

그림 8에 $b=15\text{mm}$, $c=150\text{mm}$, $t=0.7\text{mm}$, $d=10\text{mm}$, $m=0.3\text{kg}$, $h=90\text{mm}$, $l=35\text{mm}$, $L=95$ 의 경우(t 는 판 두께, $L=l_1+l_2$) y 축상 변형분포를 나타냈다. 참고로 FEM해석(그림 9 참조) 결과를 같이 표시하였는데 양자가 아주 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

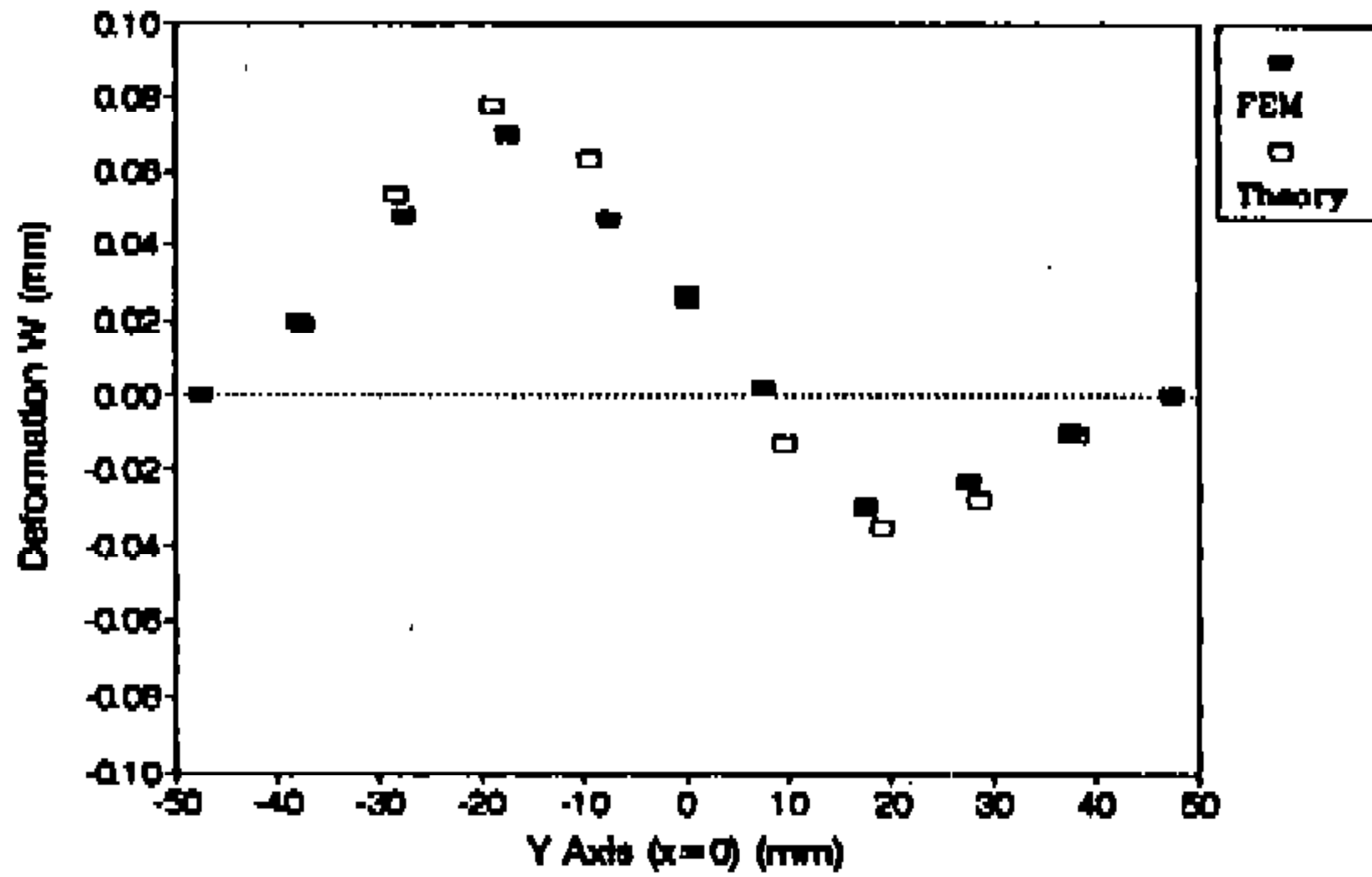


Fig.8 Deformation of header

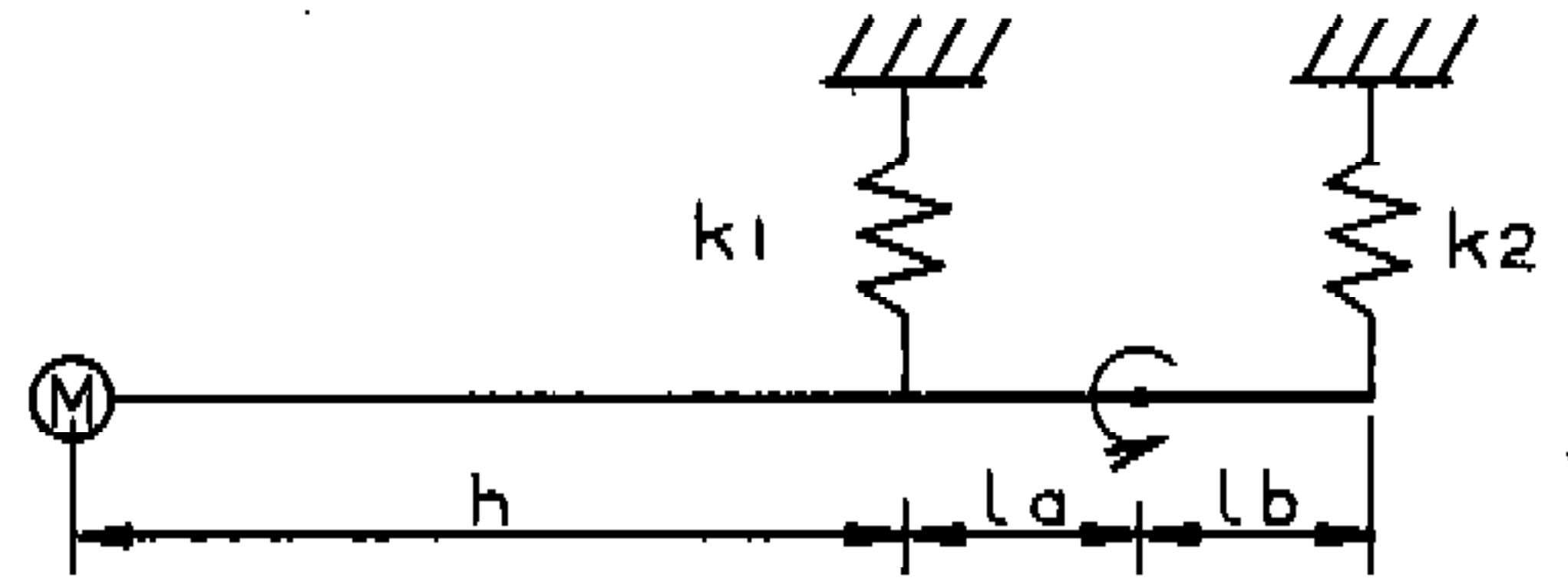


Fig.10 Model for vibration analysis

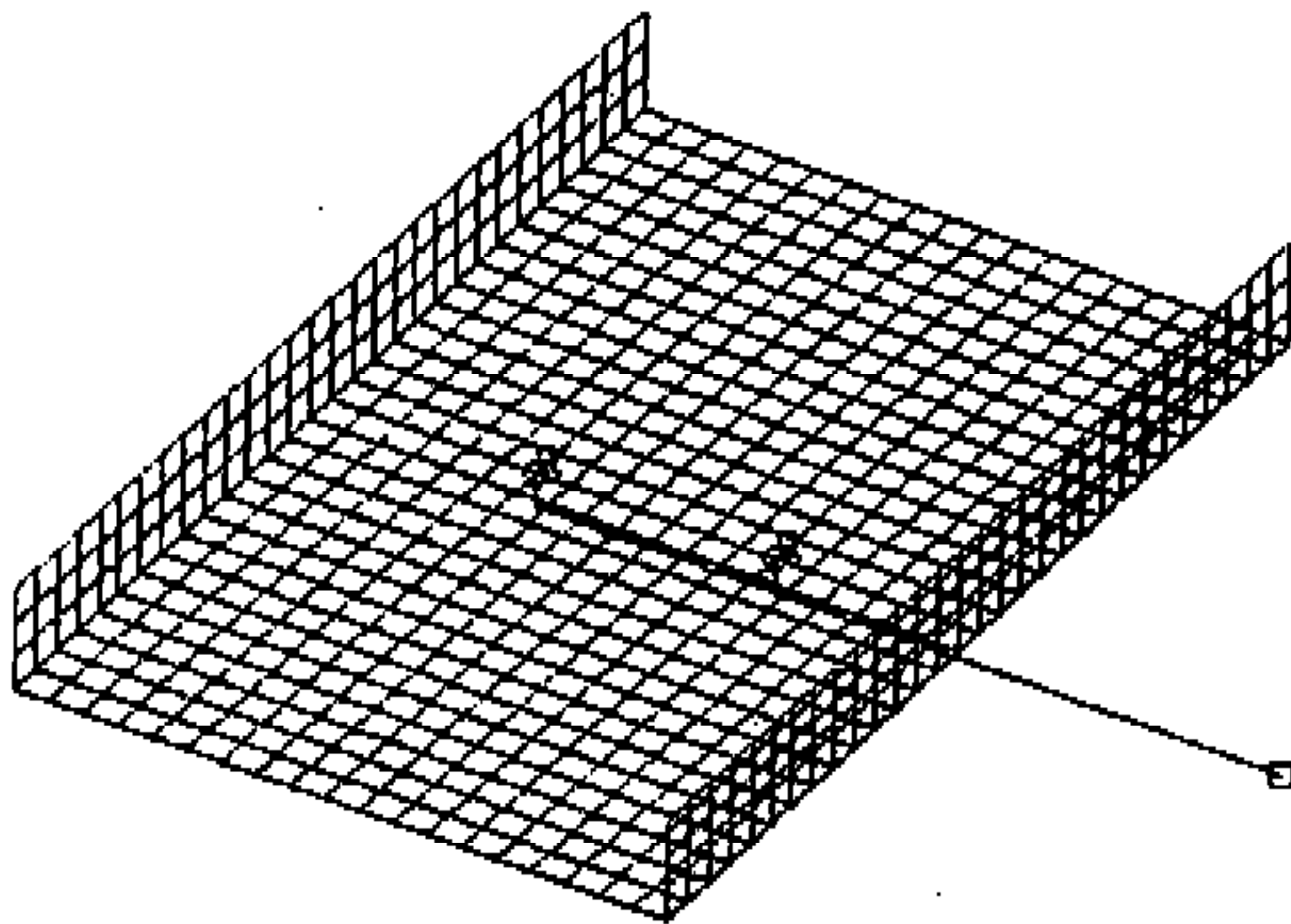


Fig.9 FE model

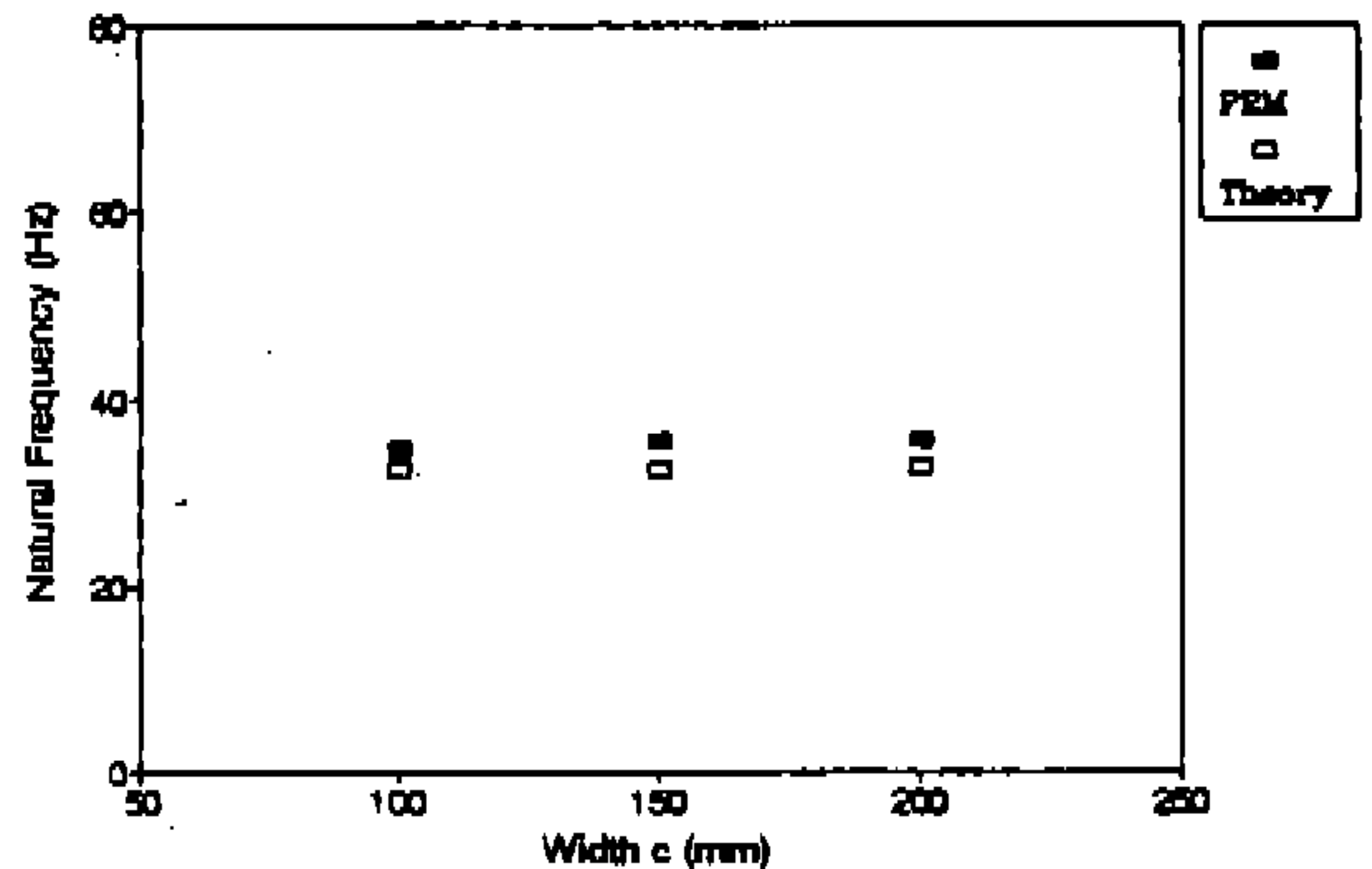


Fig.11 The influence of width c

4. 고유 진동수 계산

밀러의 고유진동수를 계산하기 위한 모델을 그림 10에 나타냈다.

이 Model에 의한 고유 진동수는 다음과 같다.¹⁾

$$n = \frac{1}{2\pi(h+l_a)} \sqrt{\frac{k_1 l_a^2 + k_2 l_b^2}{m}} \quad (7)$$

여기서 k_1, k_2 는 R_A, R_B 와 3장에서 구한 변형량의 관계로부터 구할 수 있다. 그림 12에 그림 8 계산과 동일한 조건에서의 이론치와 FEM해석, 실험치 결과를 나타냈다. 이론치, FEM, 실험치가 아주 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

5. 각 인자가 진동에 미치는 영향

4장까지 이론 및 FEM에 의한 밀러 진동에 대하여 해석을 실시했다. 5장에서는 밀러 떨림에 어떠한 인자가 영향을 크게 미치는가를 파악하고 그 대책에 대하여 논하겠다.

㉠ 헤더의 길이 c의 영향

그림 11에 헤더의 길이 c가(그림 6 참조) 고유 진동수에 미치는 영향을 나타냈다. 길이가 100mm~200mm로 변화하여도 고유 진동수는 거의 변화하지 않는 것을 알 수 있다. 즉 2장에서 논한바와 같이 밀러 진동은 헤더를 구성하고있는 판의 국부적 강성에 의한것임을 나타내고 있다. 따라서 밀러의 고유 진동수를 향상시키기 위하여 보강판을 설치할 경우 폭 100mm 구간만 보강을 해도 충분한 효과를 얻을 수 있다.

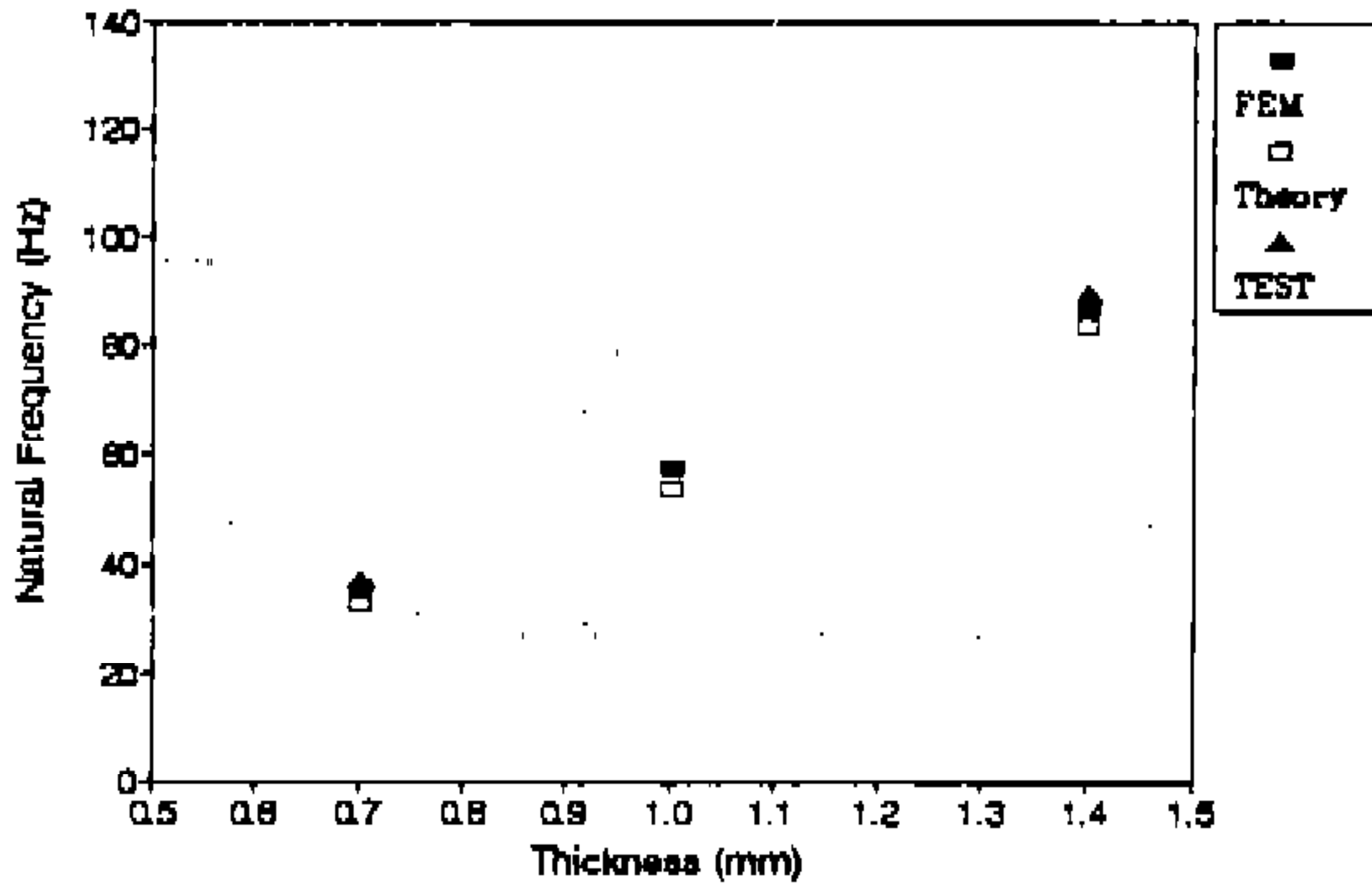


Fig.12 The influence of header thickness

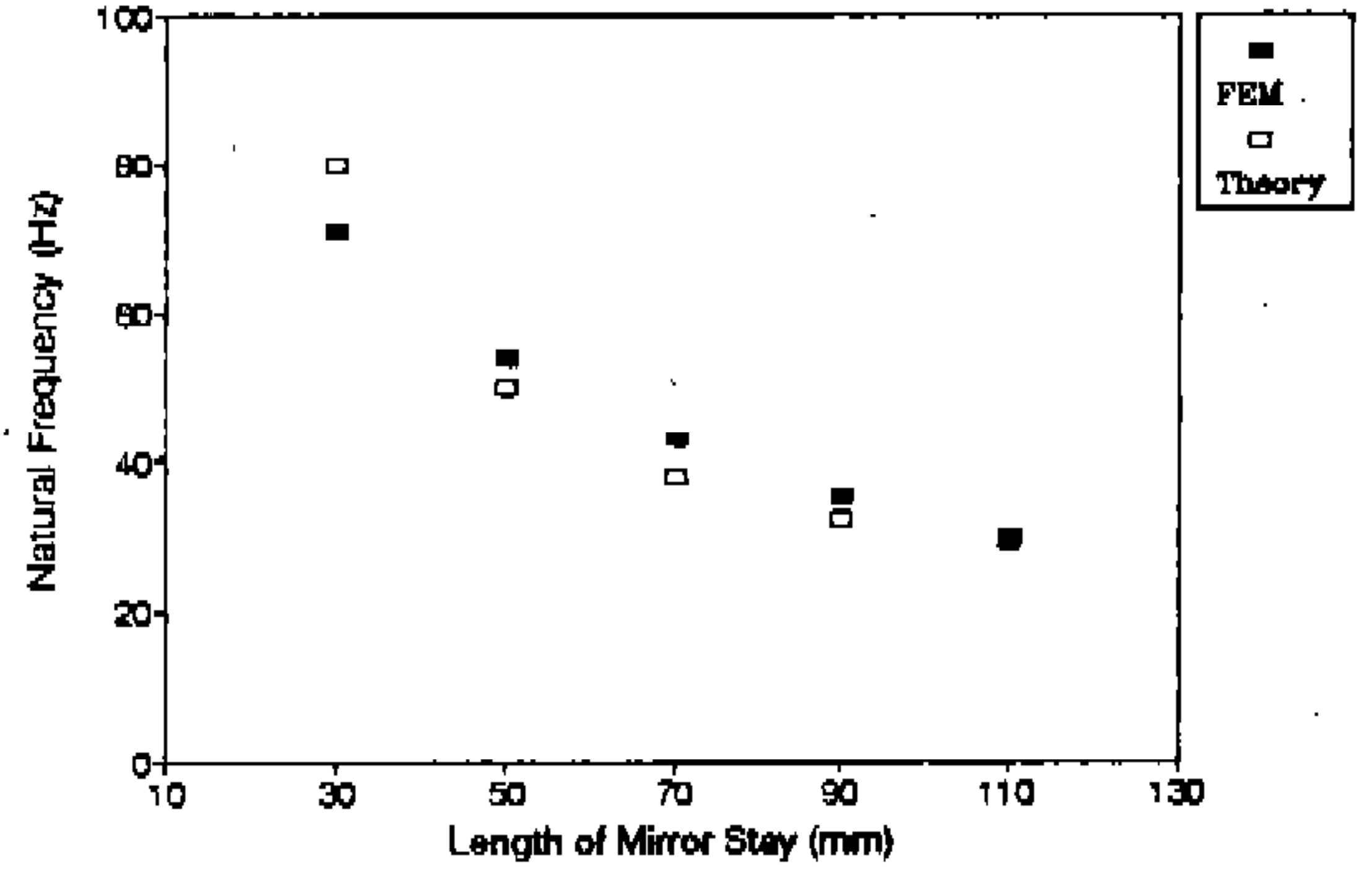


Fig.15 The influence of length of mirror stay

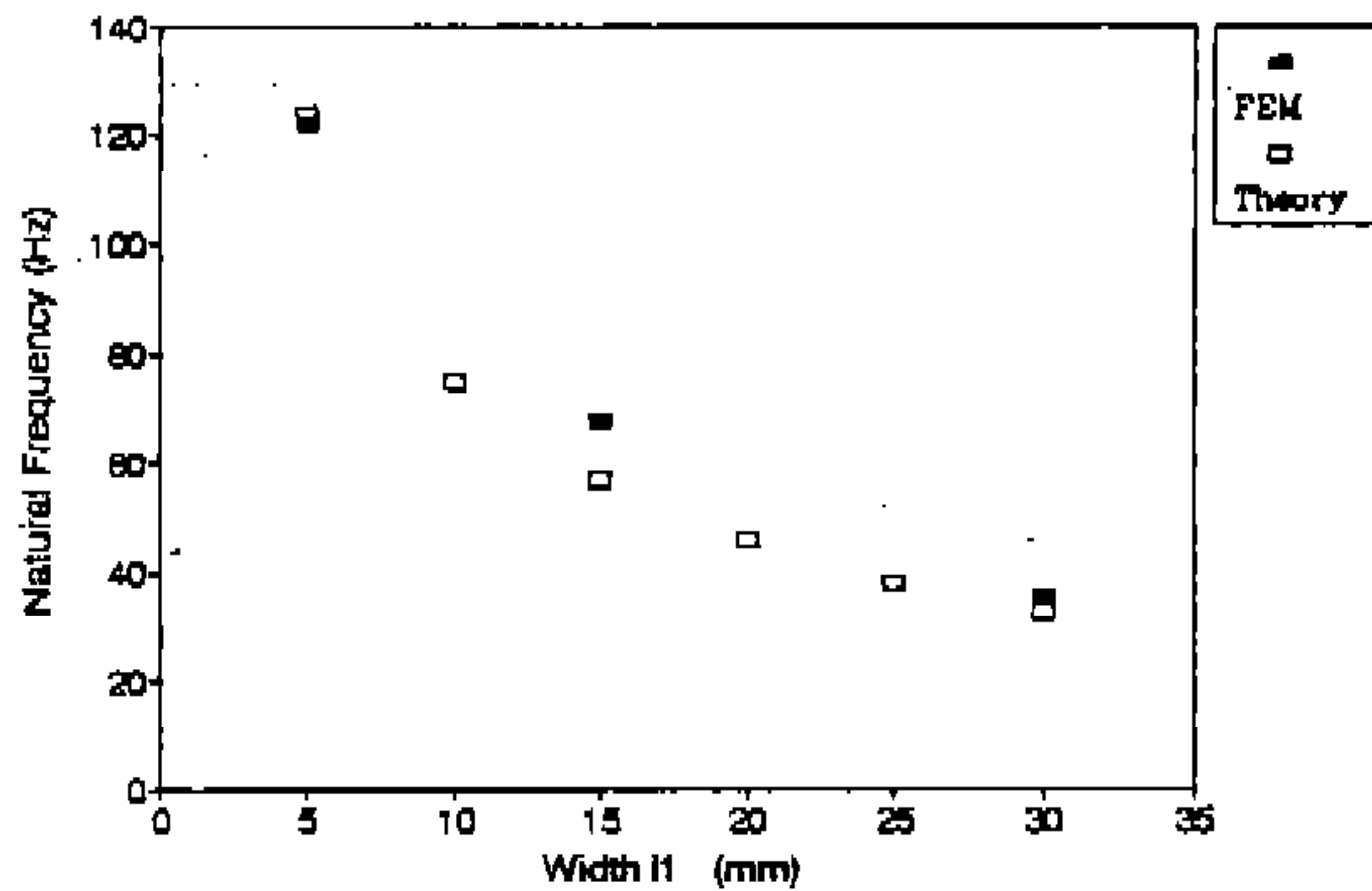


Fig.13 The influence of Width l_1

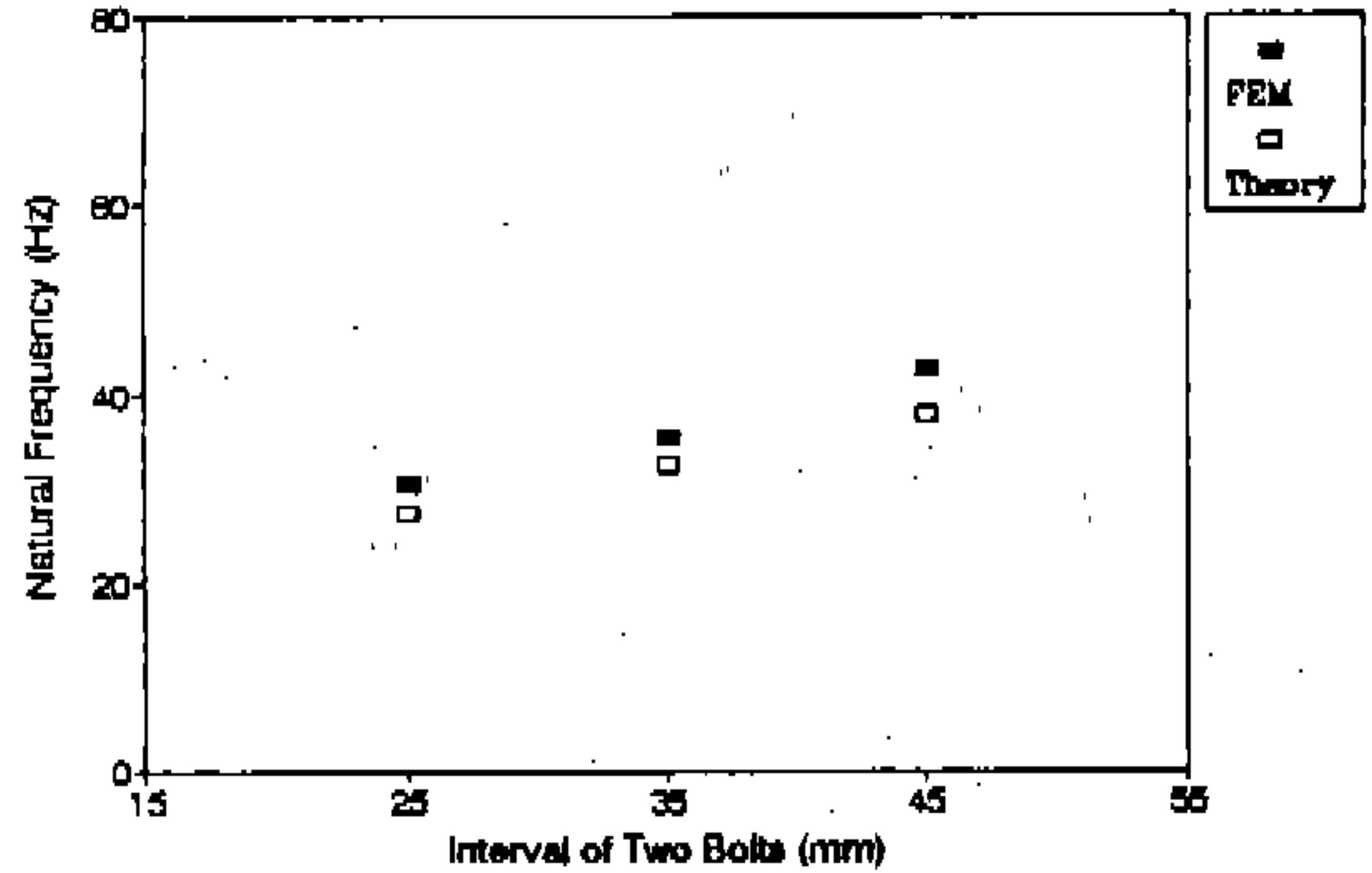


Fig.16 The influence of interval of two bolts

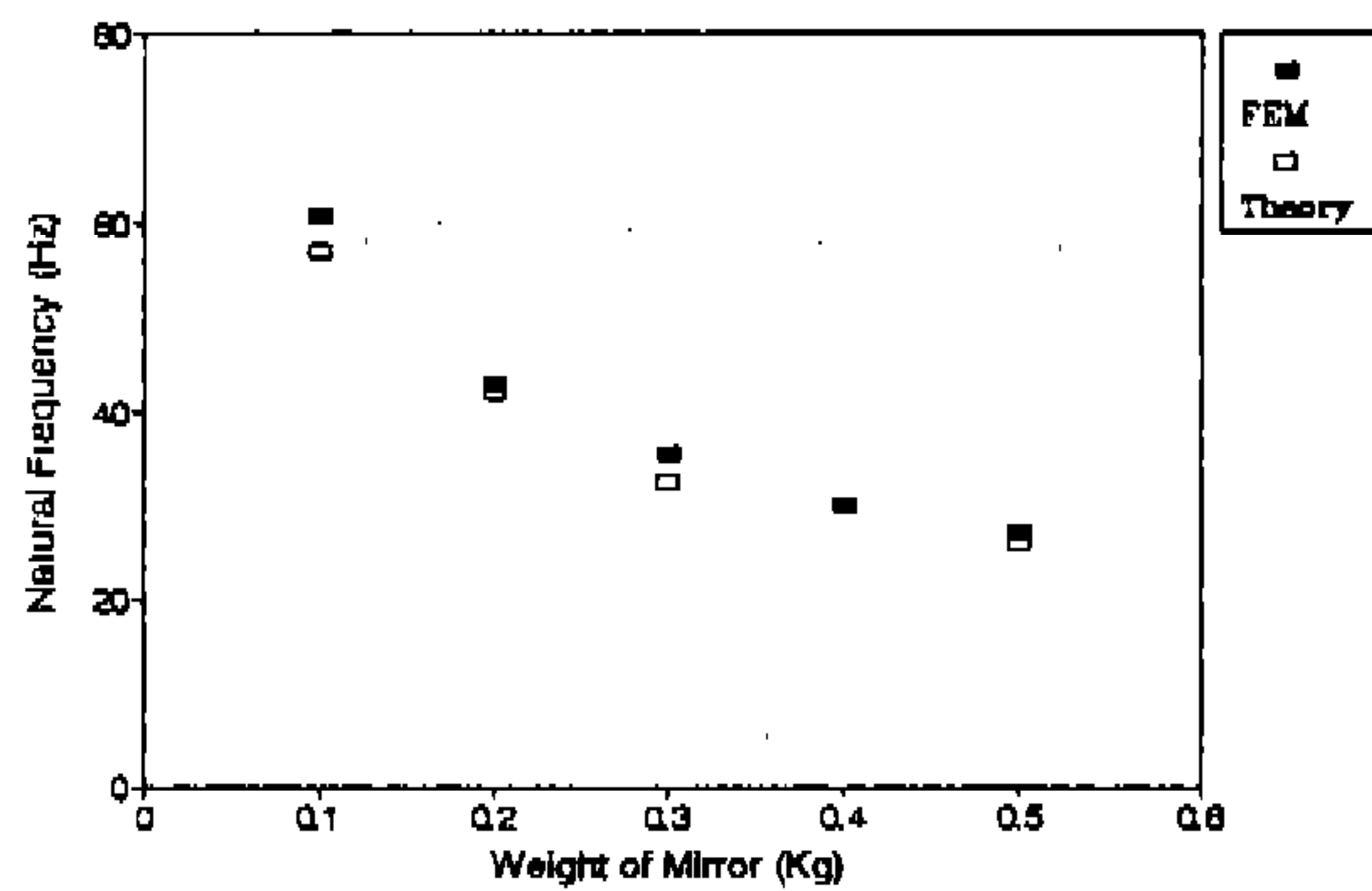


Fig.14 The influence of weight of mirror

㉠ 헤더 판 두께의 영향

그림 12에 헤더의 판두께가 변화함에 따른 고유 진동수 변동 추이를 나타냈다. 판 두께가 증가함에 따라 고유 진동수는 큰 폭으로 상승하고 있는데 이유는 판 두께 증가가 그림 4와 같은 변형을 억제하는데 효과적이기 때문이다.

실제 자동차에 적용시에는 1m가 넘는 헤더의 두께를 두껍게 하는 것보다는 ㉠에서 논한바와 같이 길이 100mm 정도의 구간을 보강판으로 보강하는 방법을 취하는 것이 경량화 측면에서 좋다.

㉡ 헤더 폭 l_1 의 영향

밀러가 부착되어 있는 헤더의 폭 l_1 을 변경시켰을 경우의 해석결과를 그림 13에 나타냈다. 일반적인 자동차의 l_1 은 30mm 전후로서, l_1 을 감소시키면 처음에는 고유 진동수가 약간씩 향상되나 l_1 이 거의 없어지는 수준이 되면 급격히 상승한다. 그 이유는 그림 4에서 변형되는 부분이 짧아져 즉 SPAN이 짧아지기 때문이다. 실제 적용시에는 밀러 접합부 부근의 단면을 변화시켜 대응할 수 있으며 보강판없이도 보강판 이상의 효과를 얻을 수 있다.

㉢ 밀러 중량의 영향

그림 14에 밀러 중량을 변화시켰을 경우의 결과를 나타냈다. 의외의 결과로 밀러 중량은 고유

진동수에 그다지 큰 영향을 주지않는 것으로 나타났다. 일반 자동차 밀러의 중량은 0.3kg 전후로서 시중에서는 이 밀러 위에 0.2kg 정도의 광폭 밀러를 덧씌워 사용하고 있다. 그럼에도 불구하고 떨림 현상이 크게 악화되지않는것은 고유진동수가 7~8Hz 밖에 감소되지 않기 때문인 것으로 판단된다. 이와 마찬가지로 고유 진동수를 향상시키기 위하여 밀러 중량을 0.05~0.1kg 감소시켜도 큰 효과가 없음을 나타낸다.

㉔ 스테이 길이에 의한 영향

그림 15에 스테이 길이의 영향에 대한 계산결과를 나타냈다. 일반적 스테이 길이는 90mm 전후로서 이것을 30mm로 짧게하면 40Hz정도의 효과를 볼 수 있다. 그러나 이와같이 헤더에 부착하는 방식에서는 시계 확보 관계로 이 이상 스테이 길이를 줄일 수 없다. 따라서 앞 유리창에 접착제로 부착하는 방식으로 변경하면, 스테이 길이를 30mm정도로 줄일 수 있으므로 좋은 효과를 얻을 수 있다.

㉕ 볼트 간 간격의 영향

고정용 볼트 2개 사이를 넓게 또는 좁게 하였을 경우의 계산 결과를 그림 16에 나타냈다. 다른 요소에 비하여 그다지 큰 영향을 끼치지않음을 알 수 있다.

6. 결 론

- 1) 밀러의 고유 진동수를 탄성론으로 구한 결과 FEM 및 실험과 잘 일치했다.
- 2) 밀러의 진동은 고정부인 헤더 강판의 국부적 강성에 의한 것이다.
- 3) 진동 성능 향상을 위하여는 헤더 강판의 두께증가, 국부적인 보강판사용, 헤더 4의 축소, 스테이 길이 축소가 필요하다.
- 4) 밀러 중량 및 볼트 간 간격은 다른 요소에 비해 진동 방지 효과가 적다.

참 고 문 헌

- 1) 기계 역학 연습, 오끼지마저, 眞書店