

# 얇은 판 스프링에 의해 지지되는 튜브의 진동 시 지지조건에 따른 마멸분석

## Wear Analysis of a Vibrating Tube supported by Thin Strip Springs incorporating the Supporting Conditions

김형규, 하계욱, 이영호, 허성필, 강홍석

한국원자력연구소

**ABSTRACT:** Wear on the tube-to-spring contact is investigated experimentally. The wear is caused by the vibration of the tube while the springs support it. As for the supporting conditions, applied are the contacting normal force ( $P$ ) of 5 N, just-contact ( $P = 0$  N) and the gap of 0.1 mm. The gap condition is tried for considering the influence of simultaneous impacting and sliding on wear. Results show that the wear volume increases in the order of the gap, the just-contact and the 5 N conditions. This is explained from the contact geometry of the spring, which is convex of smooth contour. The contact shear force is regarded smaller in the case of the gap existence compared with the other conditions. Wear mechanism is considered from SEM observation of the worn surface. The variation of the normal contact traction is analysed using the finite element analysis to estimate the slip displacement range on the contact with consulting the fretting map previously obtained.

**Key Words:** Tube-to spring contact, Tube vibration, Thin strip spring, Impact and sliding

### 1. 서론

접촉하고 있는 두 물체가 서로 미세한 진폭의 상대운동을 하는 경우 접촉면에서의 마멸 또는 접촉물체 내부로의 균열 성장 등과 같은 프레팅 손상은 일반적으로 물체가 설계 수명에 도달하지 못하고 일찍 기능을 상실하거나 또는 파단되는 원인이 된다. 따라서 손상해석 및 대책 마련을 위해 프레팅 마멸 또는 프레팅피로에 관한 연구가 수행되고 있다.

프레팅 손상은 접촉하고 있는 물체에서 발생하므로 접촉현상에 대한 분석이 프레팅 관련 연구에 있어 중요하다. 이때 접촉현상의 분석은 접촉부 형상, 접촉하중 등 접촉 조건에 대한 분석을 포함하게 된다. 대부분의 경우, 접촉부는 작동 중, 체결 또는 지지 상태가 양호하도록 설계된다. 그러나 사용 시간이 증가함에 따라 여러 가지 요인으로 인해 접촉부의 체결 또는 지지 상태는 초기의 상태가 유지되지 못하고 접촉력이 저하되든가, 틈새가 발생할 수 있다. 접촉부에 틈새가 발생하면 접촉력이 유지되고 있는 경우에 비해 충격력이 부가되게 되며 이로

인해 접촉부의 손상 기구는 다른 양상을 갖게 된다.

본 논문은 경수로형 원자력발전소에서 사용되는 핵연료집합체가 원자로 내의 냉각수 유동에 의해 진동이 발생할 때 핵연료봉과 지지격자체 사이의 접촉부에 나타나는 프레팅마멸 손상을 분석하기 위해 수행한 연구의 일부이다. 이때 지지격자체와 핵연료봉과의 접촉은 얇은 판 스프링과 튜브와의 접촉문제로 생각할 수 있다. 본 연구에서는 튜브의 지지조건이 마멸에 미치는 영향을 분석하기 위하여, 접촉부에 틈새가 존재하는 경우 및 접촉하중을 달리하며 프레팅마멸 시험을 수행하고 그 결과를 분석하였다. 또한 유한요소 해석을 이용하여 사용한 시편의 접촉부 형상에 대한 접촉 응력장을 해석하였다. 한편 본 연구는, 핵연료봉의 프레팅마멸 문제 외에, 튜브와 튜브 지지체를 갖는 일반적인 구조물에서 발생하는 접촉 손상을 분석하는 데에 활용할 수 있을 것으로 사료된다.

### 2. 시 형

## 2.1 시편

튜브 및 판 스프링 시편의 재질은 동일하며 상용 경수로 핵연료에 사용되는 지르코늄계 합금으로 되어 있다. 튜브 시편의 외경은 9.5 mm, 두께는 0.6 mm 이며, 스프링 시편은 두께 0.35 mm의 판재를 프레스 가공하여 제작되었다. 튜브와 접촉하는 판 스프링의 단면 형상을 튜브의 길이(축) 방향에서 나타내면 Fig. 1과 같다. 튜브와 판 스프링이 접촉하면 Fig. 1의 단면 형상 중 가장 높은 점에서 접촉이 시작되고 접촉 수직하중이 증가함에 따라 판 스프링이 변형된다.

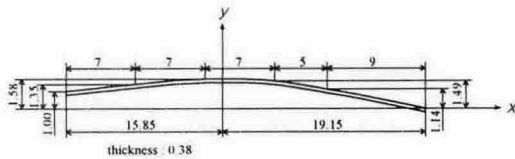
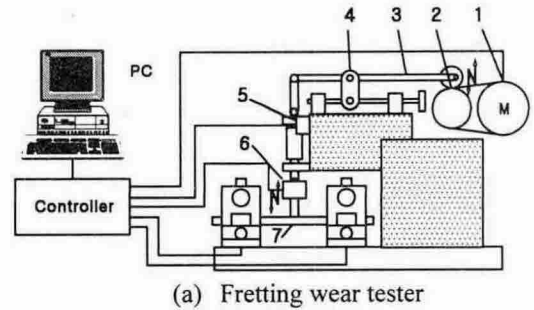


Fig. 1 Section view and dimension of present thin strip spring (unit: mm).

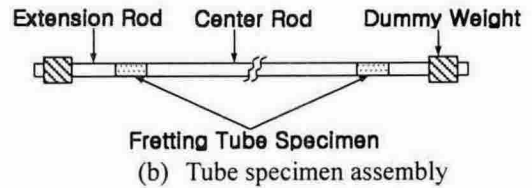
즉 하중 작용 전의 접촉부 윤곽은 하중 작용 후 접촉부에서의 편평한 부분과 그 양쪽에 서로 다른 반지름의 원호가 접하는 형상이 된다. 이때 하중 증가에 따른 변형의 증가는 접촉부 길이와 폭의 증가로 나타나게 된다. 튜브 시편 하나에 접촉하는 판 스프링 시편은 모두 4 개이며 모두 동일한 형상이다. 프레팅마멸 시험을 시작하기 전 모든 시편은 아세톤으로 세척한 후 건조시켜 사용하였다. 시험 전에 시편의 표면 거칠기를 측정하였으며 그 결과, 튜브 시편의 평균 거칠기( $Ra$ )는 0.76  $\mu\text{m}$ , 판 스프링 시편은 0.67  $\mu\text{m}$  이었다.

## 2.2 시험 장치

Fig. 2에 본 연구에 사용한 프레팅마멸 시험장비의 개략도와 튜브 시편을 보여 준다. 이 장치는 회전 속도를 가변할 수 있는 서보 모터와 편심 원통, 링크 기구 및 지렛대를 이용하고 있으며 시험 변수인 시편 사이의 상대 진폭, 진동수, 수직 하중 및 튜브와 판 스프링 사이의 간격 등을 조절할 수 있도록 설계되었다. 본 장비를 이용한 프레팅마멸 시험은 상온 공기 중에서 수행하도



(a) Fretting wear tester



Fretting Tube Specimen

(b) Tube specimen assembly

Fig. 2 (a) Fretting wear tester; 1: Servo-Motor, 2: Eccentric Cylinder, 3: Lever, 4: Movable Hinge, 5: LVDT, 6: Load Cell, 7: Tube Specimen; (b) Tube specimen assembly.

록 되어 있으며 서로 90° 간격으로 떨어져 있는 판 스프링 4 개와 튜브와의 접촉을 모사할 수 있는 것이 특징이다. 시험 장비에 대한 상세한 설명은 기 발표된 자료[1]를 참조할 수 있다.

## 2.3 시험 방법

스프링 시편은 시편 블록에 접촉제로 고정시키고 완전히 굳힌 다음에 각 블록을 시편 고정부에 장입하여 하나의 셀을 구성하였다. 이때 Fig. 3과 같이 두 개의 스프링 시편은 고정되어 있는 시편 고정부에 장착이 되며 나머지 두 개의 스프링 시편은 이동할 수 있는 구조를 갖는 이동측 시편 고정부에 장착하였다. 고정측 시편 고정부에는 로드 셀을 설치하여 시험 중 접촉 수직하중을 실시간으로 측정하도록 하였다. 한편의 시험에서 스프링 시편과의 접촉에 의한 마멸이 발생하는 튜브 시편은 두 개로, 동일한 시험 조건에서 발생한 마멸을 상호 비교할 수 있도록 하였으며 이때 두 개의 튜브 시편에서 스프링과 접촉하는 접촉부 사이의 거리는 522 mm로 설정하였다 (Fig. 2 참조).

시험은 상온에서 수행하였으며 튜브와

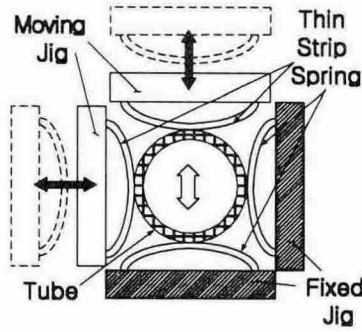


Fig. 3 Contact configuration of the tube and the thin strip spring in the experiment.

스프링의 접촉 조건으로서 접촉 수직하중을 받고있는 경우, 접촉은 하고 있으나 수직하중이 작용하지 않는 경우(just-contact)와 간격이 존재하는 경우에 대해 시험을 수행하였다. 접촉 수직 하중을 받는 경우에는 수직 하중을 5 N으로 설정 하였고, 튜브와 판 스프링 사이에 간격이 존재하는 경우를 위해서는 0.1mm의 간격을 설정하였다. 이때 수직하중이 가해지는 경우에는 구성된 셀에서 튜브 시편과 스프링 시편이 받는 접촉 수직 하중의 로드셀 값이 5 N이 될 때까지 시편 고정부를 이송하여 하중을 부여하였고, just-contact 인 경우에는 임의의 작은 수직하중(약 2~3 N)을 가한 후 이동측 시편 고정부의 이송 놉(knob)을 하중을 가하는 방향의 반대방향으로 돌려서 로드셀 신호가 0이 될 때를 just-contact 으로 하였다. 시편 사이에 간격이 존재하는 경우의 시험에서는 먼저 just-contact 상태로 조정후, 이 상태에서 시편에 설치된 다이얼 인디케이터를 이용하여 0.1mm가 후퇴하도록 이동측 시편 고정부의 이송 놉을 돌려 간격을 맞추었다.

한편 튜브 및 판 스프링 시편의 상대 미끄럼을 위해 양쪽의 마멸용 튜브시편을 연결하는 중앙 봉의 중심부를 0.7mm 변위로 진동시켰으며 이때 진동 주파수는 30 Hz, 시험 종료 시까지의 진동 횟수는 10<sup>6</sup> 회로 하였다. 시험이 완료된 후, 두 개의 핵연료봉 시편에 발생된 마멸흔적을 현미경을 통해 전체적인 외부 형상 및 치수를 측정한다 다음, 표면 거칠기 측정장비로 마멸궤적과 마멸깊이를 측정하였으며 여기에서 얻은 마멸부의

3 차원 데이터로부터 마멸 부피를 계산하였다. 마멸부피의 계산에는 앞서 자체적으로 개발한 마멸부피 계산 프로그램[2]을 이용하였다. 5 N, just-contact 상태 및 0.1 mm 간격 조건에 대한 각각의 시험은 3 회씩 반복하였다.

### 3. 시험 결과 및 고찰

#### 3.1 지지조건에 따른 마멸량 변화

본 시험에서 튜브와 판 스프링 사이의 접촉형상은 전형적인 비등각 접촉(Non-conformal Contact)으로서 접촉 수직하중이 증가함에 따라 접촉 길이 및 폭이 증가한다. 따라서 동일한 진동 조건 하에서 접촉면에 동일한 미끄럼변위가 발생할 경우, 접촉 하중이 클 때 마멸 부위가 더 넓을 것이라고 예상할 수 있다. 이것은 접촉면에 전미끄럼 상태가 되어야 항상 성립할 수 있다. 부분 미끄럼 상태일 경우에는 접촉부의 가장자리에서만 미끄럼이 발생하며, 미끄럼이 발생한 곳에서만 마멸이 발생하므로 마멸량이 접촉 수직하중에 꼭 비례하지는 않는다.

앞선 연구 결과에 의하면, 접촉 수직하중이 증가함에 따라 부분미끄럼 상태가 유지되는 미끄럼 변위가 증가하는 것으로 나타난다[3,4]. 본 연구의 시험조건에서는 최대 수직 하중이 5 N으로서 매우 작은 값을 설정하였고, 이를 앞선 연구 결과에 비추어 볼 때 부분미끄럼이 발생할 수 있는 미끄럼 변위범위(range)는 약 15  $\mu\text{m}$  이하로 생각되었다[3,4]. 본 연구에 사용한 프레팅마멸 시험기에서는 접촉부의 미끄럼 변위를 직접 측정할 수는 없으나 측정 현미경을 이용하여 마멸면을 관찰한 결과 Fig. 4에 특징적으로 보여주는 마멸 형상을 볼 수 있었으므로 튜브와 판 스프링 사이의 접촉면에 전미끄럼 상태가 되었음을 알 수 있었으며 따라서 미끄럼 변위범위도 15  $\mu\text{m}$  이상이 되었다고 판단되었다.

Fig. 5에는 3 회의 반복 시험에서 얻은 마멸부 각각을 표면 조도계로 깊이를 측정하고 마멸부피를 계산한 결과를 보여 주고 있다. Fig. 5(a)에 나타난 마멸부피는 각 회 시험에서 튜브 시편 두 개에 발생한 마멸부 8 군데의 총 부피를 구한 결과이며 Fig. 5(b)

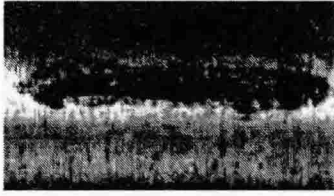
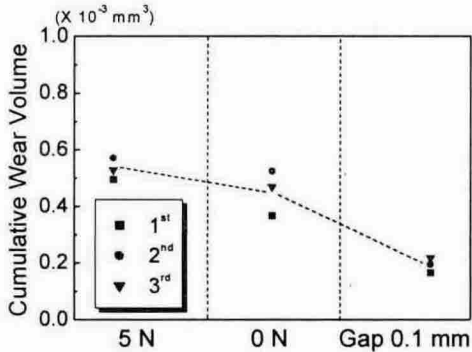
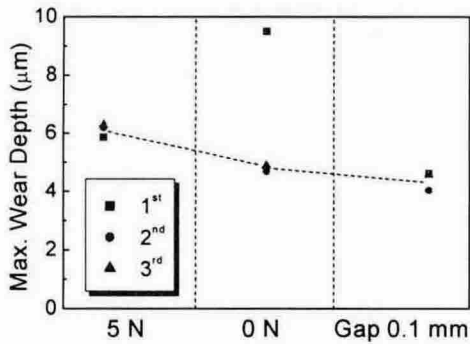


Fig. 4 Typical wear shape on the tube induced by the contact with the present thin strip spring (showing gross slip).



(a) Cumulative wear volume

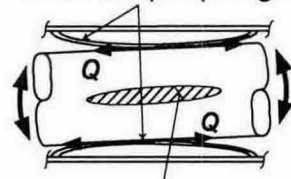


(b) Maximum wear depth

Fig. 5 Wear results corresponding to the supporting conditions.

에 보여 주는 마멸깊이는 위의 8 군데 마멸 깊이가 중 최대값을 나타낸 것이다. Fig. 5(a)로부터 마멸부피는 5 N, 0 N 그리고 0.1 mm로 조건이 바뀌면서 점점 적게 나타나는 것을 보여 주고 있으며 Fig. 5(b)에서 0 N의 1 회 차 시험을 제외하고는 마멸깊이에 있어서도 동일한 결과를 보여 주고 있다. 0 N의 1 회

### Thin Strip Springs



### Wear Scar on Tube

Fig. 6 Supposed tube motion and configuration of the thin strip spring during vibration.

차 시험에서의 마멸깊이를 제외할 때 전체적으로 접촉 수직하중이 존재할 경우가 접촉부에 틈새가 존재하는 경우에 비해 마멸이 크게 발생하였음을 알 수 있다.

틈새가 존재할 경우에는 접촉부에 미끄럼 현상과 함께 충격이 발생한다. 접촉부에 충격이 부가될 경우 미끄럼 만에 의한 경우보다 에너지의 입력이 더 클 것으로 생각할 수 있고 따라서 마멸이 더 크게 발생한다고 생각할 수 있다. 그러나 이러한 설명은 충격에 의해 접촉부에서 접선 방향으로의 변위와 하중에 의한 에너지가 큰 경우에 타당하다고 생각된다. 이것은 마멸이 수직 방향의 하중에 의한 것보다 접선방향의 미끄럼에 의해 더 주도적으로 나타나기 때문이다 [5].

본 연구에서 사용한 판 스프링과 튜브 시편이 시험 중 상대 미끄럼이 발생하는 형상은 Fig. 6 과 같이 된다. 즉 중앙 봉의 상하 방향 진동으로 인해 마멸이 발생하는 튜브 시편은 판 스프링에 대해 반복적으로 기울어져 접촉하게 되며 이때 접촉부에서 상대 미끄럼이 발생하게 된다. 상대 미끄럼의 방향과 판 스프링의 형상(Fig. 1 참조)에 의해 Fig. 3의 상하에 있는 스프링과 접촉하는 튜브 마멸은 표면이 축방향으로 밀려 올라가는 형상이 될 것으로 예상할 수 있다. 한편 Fig. 3의 좌우에 있는 스프링과 접촉하는 튜브 마멸은 튜브의 횡방향으로 미끄럼이 발생하는 데에 따른 형상을 가질 것이다.

이때 스프링과 튜브 사이에 간격이 존재하게 되면 스프링의 부드러운 곡면으로 인해 축방향으로 밀려 올라 가는 현상이 적어질 것으로 생각할 수 있고 이로부터 마멸 부피가 적게 나타난 것으로 사료되었다. 이

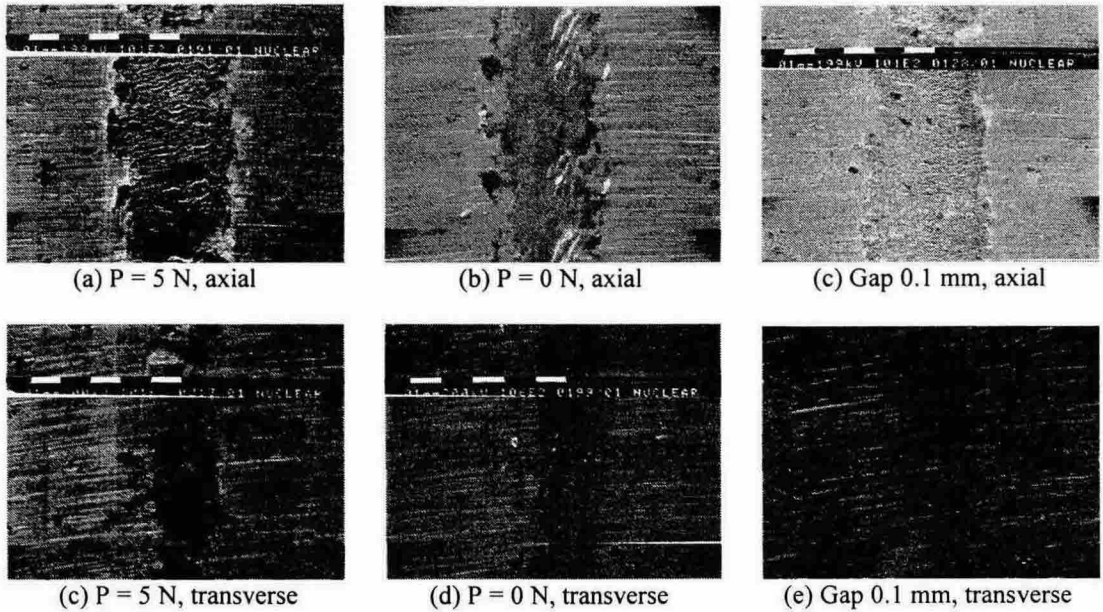


Fig. 7 Detail observation of the worn surfaces by SEM; upper row (axial) shows the wear at upper and lower contact positions and lower row (transverse) shows the wear at left and right contact positions in Fig. 3.

러한 현상은 마멸면을 자세히 관찰하여 마멸기구를 분석함으로써 파악할 수 있으므로 본 연구에서는 마멸면에 대한 SEM 관찰을 수행하였다.

### 3.2 SEM 관찰에 의한 마멸부의 상세 분석

각 시험 조건에서 나타난 튜브 시편의 마멸경향을 파악하기 위하여 주사식 전자현미경(SEM)을 이용하여 상세 관찰하였으며 그 결과를 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7 중 위쪽에는 Fig. 3의 상하에 설치된 스프링과의 접촉에 의한 축방향 마멸을 나타내며 아래쪽에는 Fig. 3의 좌우에 설치된 스프링과의 접촉에 의한 횡방향 마멸을 나타낸다. 한편 Fig. 7의 왼쪽부터 오른쪽으로 각각 접촉 수직하중 5 N, 0 N 및 간격 0.1 mm 인 경우에 관찰된 결과를 나타내고 있다.

5 N의 접촉하중 조건일 때, 접촉부위의 축방향 변형에 의한 소성유동의 흔적이 매우 명확히 나타났다. 이것은 소성변형과 변형돌기 끝단에서의 마멸입자의 분리가 우세하게 작용된 마멸기구로 보인다. 그러나 축방향 0 N 조건에서는 이러한 소성유동의 흔적은 거의 찾아볼 수 없으며, 평활한 변형

층과 미세한 마멸입자가 표면을 덮고 있는 것으로 나타났다. 또한 축방향 틈새(0.1 mm) 조건의 경우, 소성유동의 크기는 5 N의 조건에 비해 상대적으로 작으며 소성변형의 흔적은 명확히 나타나지 않았다.

따라서 가장 높은 마멸부피를 보인 축방향 5 N의 조건에서는 접촉하중에 의한 소성변형과 축방향의 진동변위에 의한 소성유동 생성의 영향으로 변형돌기에서 생성되는 입자의 크기가 상대적으로 크게 되며 마멸입자의 생성위치 또한 상대적으로 많아 다른 두 조건에 비해 많은 마멸량을 보이는 것으로 생각된다. 그러나 축방향 틈새 조건의 경우 3.1절에서 말한 것과 같이 충격하중이 수직에서 다소 기울어진 각으로 작용하고 불룩한 형상의 접촉을 축방향으로 이루기 때문에 생성된 소성유동은 5 N의 조건에 비해 상대적으로 낮게 나타났으며, 마멸입자의 생성이 소성유동 흔적에서의 변형 및 파괴에 의해 입자가 생성된다면 특정부분에서의 소성변형이 마멸입자를 방출시킬 만큼 충분히 크지 못한 것으로 생각된다.

Fig. 3의 좌우에 설치된 스프링에 의한 횡방향 마멸의 경우 0 N과 틈새 조건에서



는 마멸에 의한 scar의 크기가 매우 작게 나타났으며, 튜브에 이미 존재하였던 scratch와의 구별 또한 다소 어렵다. 그러나 횡방향 5 N 조건에서는 접촉하중의 존재로 국부적인 마멸이 발생하였으며 이것은 같은 접촉하중의 축방향 마멸과 비교할 때 마멸기구가 확연히 구분됨을 알 수 있다.

#### 4. 접촉 트래션 분석

접촉면에서의 상대 미끄럼 변위는 접촉면 응력장(트래션)에 의해 영향을 받는다. 접촉면 응력장을 구하기 위해 일반적으로 접촉역학에서 사용하는 지배방정식은 다음과 같은 연립 특이적분 방정식이 된다[6].

$$\frac{E^*}{2} \frac{dh(x)}{dx} = \frac{1}{\pi} \int_{-b}^b \frac{p(\eta)}{x-\eta} d\eta - \beta q(x), \quad (1)$$

$$\frac{E^*}{2} \frac{dg(x)}{dx} = \frac{1}{\pi} \int_{-b}^b \frac{q(\eta)}{x-\eta} d\eta + \beta p(x) \quad (2)$$

여기서,  $\pm b$ 는 접촉부의 경계를 나타내며, 접촉면에서의 수직 및 전단 트래션을 각각  $p(x)$ ,  $q(x)$ , 그리고  $h(x)$ ,  $g(x)$ 는 수직 및 전단 방향의 변위를 나타낸다. 또  $E^*$  및  $\beta$ 는 각각 두 접촉 물체의 상이한 탄성적 성질을 나타내는 복합 탄성 계수 및 Dunders 상수로서 평면 변형률의 경우에 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{1}{E^*} = \frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \quad (3)$$

$$\beta = \frac{1}{2} \left[ \frac{\{(1-2\nu_1)/G_1\} - \{(1-2\nu_2)/G_2\}}{\{(1-\nu_1)/G_1\} + \{(1-\nu_2)/G_2\}} \right] \quad (4)$$

여기서, 하첨자 1, 2는 서로 다른 두 접촉 물체를 의미하며  $\nu$ 는 프와송 비, 그리고  $G$ 는 전단 강성 계수이다.

식 (1) 및 (2)는 접촉 물체의 크기에 비해 접촉부의 크기가 무시할 수 있는 반무한체 가정이 성립할 경우 적용할 수 있다. 그러나 본 연구에서와 같이 접촉 물체가 얇은 판과 튜브 형상으로 되어 있을 경우 반무한체 가정이 성립하지 않을 가능성이 매우 높다. 특히 판 스프링의 경우 튜브에 의해 접

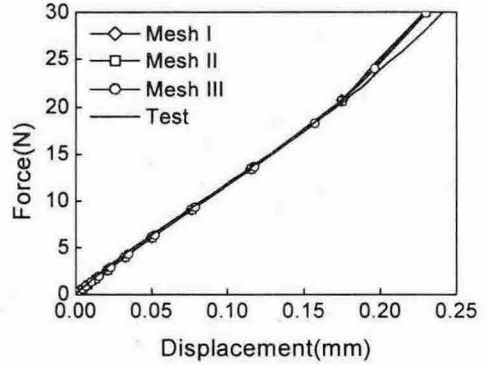
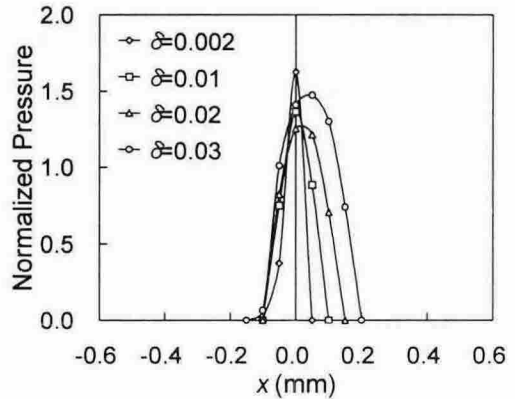
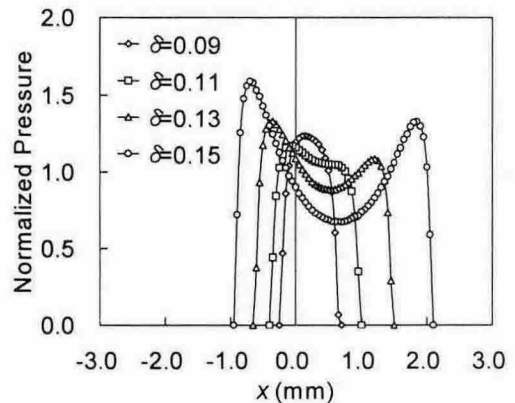


Fig. 8 Comparison of test and finite element result of the characteristic curve of the thin strip specimen.



(a)  $d = 0.002 \sim 0.03$  mm



(b)  $d = 0.09 \sim 0.15$  mm

Fig. 9 Variation of contact traction profile during the normal force increase.

축 수직하중이 증가하면 전체적인 형상이 변하게 되어 접촉 트랙션이 바뀌게 된다. 이에 대한 이론적 검토를 위해 본 절에서는 유한요소 해석을 이용하여, 접촉 조건(특히 5 N의 수직하중)에 대해 접촉 트랙션을 분석하였다.

본 연구의 해석을 위해 4절점 쉘요소(shell element)를 사용하였다. 튜브는 강체 원통으로 모델링하였으며, 하중의 작용 시 판 구조물에 국부적인 소성변형이 발생할 수 있는 점을 고려하여 탄소성 해석을 수행하였다. 튜브를 강체원통으로 가정한 것은 유한요소 해석을 용이하게 하기 위함이었으며 실제 탄성체인 튜브에 의한 결과와 비교할 때 접촉 트랙션의 형상에는 큰 차이가 없을 것으로 판단하였기 때문이었다. 판 스프링의 물성치로는  $E = 108.332 \text{ GPa}$ ,  $\sigma_{ys} = 344.3 \text{ MPa}$ ,  $\nu = 0.294$ ( $E$ 는 탄성계수,  $\sigma_{ys}$ 는 항복강도,  $\nu$ 는 프와송 비)를 사용하였다. Fig. 8에는 판 스프링의 특성시험 결과와 요소 크기를 달리하며(Mesh I으로부터 Mesh III로 갈수록 조밀함) 유한요소 해석을 수행한 결과를 보여 준다. 이후의 본 접촉해석에서는 가장 조밀한 요소(Mesh III)를 사용하였다. 한편 Fig. 8로부터 시험 조건 중 가장 큰 수직하중인 5 N인 경우 수직변위는 약 0.035 mm 가 됨을 알 수 있다.

Fig. 9에는 강체 원통이 본 연구에서의 판 스프링을 0.002 mm 로부터 0.15 mm 까지 누를 때 접촉면에서 발생하는 수직 트랙션을 보여 준다. 이때 수직 트랙션은 다음과 같이 접촉면 평균 압력으로 나누어 무차원화( $\bar{p}_i$ )하였다.

$$\bar{p}_i = \frac{p_i}{p_0} = \frac{p_i}{P/A} \quad (5)$$

여기서,  $p_i$ 는 각 절점에서의 접촉 트랙션이고,  $p_0$ 는 접촉 수직하중  $P$ 를 접촉면적  $A$ 로 나눈 것이다.

Fig. 9에서 알 수 있듯이 수직 변위가 0.09 mm 가 될 때까지는 반타원형의 Hertz 압력 형상을 갖는 수직 트랙션이 발생하며 그 이상의 변위에 대해서는 중앙부가 양 가장자리보다 낮은 형태로 바뀌는 것을 알 수

있다. 이 결과는 튜브를 강체로 볼 때 구해진 것이나 수직하중 5 N일 때의 변위가 약 0.035 mm 정도임을 고려할 때 본 시험에서의 조건인 수직하중 5 N, 0 N 그리고 간격이 존재하는 경우 접촉부에서는 Hertz 압력형태의 수직 트랙션이 발생하였다고 생각된다. 그러나 해석 결과로부터 수직하중이 증가함에 따라 접촉 트랙션의 형상이 바뀌는 것은 분명하므로 본 연구에서와 같은 형태의 판 스프링을 튜브를 지지하기 위한 구조물로 사용할 경우, 마멸 저항성 관점에서, 수직하중에 따른 형상변화의 영향에 주의하여야 한다는 것을 알 수 있다.

## 5. 결론

얇은 판 스프링에 의해 튜브가 지지되는 구조물에서 튜브가 진동할 때 스프링과 튜브의 접촉 하중조건이 달라짐에 따라 접촉부에서 나타나는 마멸의 차이를 실험적으로 분석하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 마멸 부피는 사용한 시험조건 중 수직하중 5 N일 때가 가장 크며 0 N(just-contact), 틈새 0.1 mm의 순으로 적게 나타났다. 이것은 사용한 판 스프링이 튜브와 접촉하는 부분의 형상이 볼록하며(비등각 접촉상태) 부드럽고 완만한 곡선으로 되어 있고, 이로부터 튜브와의 접촉에 의해 수직 하중이 증가하면 접촉 영역이 증가하여 마멸면이 확장된 때문으로 설명할 수 있다. 또한 틈새가 있는 경우 마멸 부피가 적게 나타난 것으로부터 상기 스프링의 형상은 접촉부에 충격력과 미끄럼이 동시에 존재할 경우의 마멸 저항성이 양호한 것으로 판단된다.
2. 마멸면의 SEM 관찰 결과, 본 연구에서 시험한 스프링 형상이 튜브를 지지하는 경우 접촉부에 양(+)의 수직 하중이 존재할 때의 마멸기구는 소성유동에 의한 것이 주된 것으로 나타났다. 이 현상은 just-contact에서는 거의 보이지 않고 틈새 조건으로 시험하였을 때 다소 나타난 것으로 보아 소성유동에 의한 마멸에서 수직 하중의 역할이 큰 것을 알

수 있으며 이것은 본 연구에 사용한 판스프링 형상의 영향도 작용한 것으로 사료된다.

3. 유한요소 해석에 의해 본 연구에서의 최대 수직 하중 5 N까지의 접촉 수직 트랙션은 Hertz 압력의 형태가 됨을 알 수 있었다. 따라서 튜브 표면에서 관찰된 전미끄럼 현상으로부터, 기존의 Fretting Map[3,4]을 참조할 때, 접촉부에서의 미끄럼 변위범위는 15  $\mu\text{m}$  이상이 되었다고 판단된다.

## 후 기

본 연구는 과학기술부의 원자력 연구개발 사업 중 경수로용 신형핵연료 개발 대과제의 세부과제인 고성능 지지격자 구조기술 개발과제 업무의 일환으로 수행되었음.

## 참 고 문 헌

1. 김형규 외 4 인, 한국윤활학회 2001 추계학술대회 논문집, 245-251.
2. 김형규, 김선재, 한국윤활학회지, 17 (2001) 33-39.
3. S. Fouvry, P. Kapsa and L. Vincent, Wear, 200 (1996) 186-205.
4. 김형규 외 4 인, “핵연료봉 프레팅마멸의 임계진폭에 관한 연구”, 한국원자력학회 2001 춘계학술발표회 논문집, 논문번호 59.
5. P.L. Ko, Wear, 106 (1985) 261-281.
6. K.L. Johnson, Contact Mechanics, (1989) Cambridge Univ. Press.