

와이어 본더용 Horn-Holder Assembly의 접촉 해석

장창수[†] · 안근식^{*} · 김영준^{*} · 곽동욱^{**} · 부성운^{***}

(2001년 12월 13일 접수, 2002년 7월 29일 심사완료)

Contact Analysis on a Horn-Holder Assembly for Wire Bonding

Changsoo Jang, Geunsik Ahn, Yungjoon Kim, Dongok Kwak and Seongwoon Boo

Key Words : Wire Bonding(와이어 본딩), Ultrasonic Transducer Horn(초음파 트랜스듀서 혼), Horn Holder Assembly(혼-홀더 어셈블리), Finite Element Contact Analysis(유한요소 접촉해석), Design of Experiment(실험계획법)

Abstract

Joint structure of a transducer horn-holder assembly for a wire bonder was examined through FEM contact analysis. A three dimensional modeling and analysis was carried out to survey the internal physics of this structure and to prove the accuracy of a computation compared to a measurement. After validation, a simple two dimensional model was built for various parametric study considering the efficiency and speed of the computation. Several factors such as boundary conditions, a modeling boundary, mesh density and so on, were considered to obtain consistency with three dimensional analysis. An arc angle and a position of each holder boss were chosen as design parameters. A design of experiment was applied to find out an optimized design of the holder geometry. As a result, a guideline for holder boss design was suggested and main factors and their influence on stress concentration in the transducer horn were surveyed.

기호설명

A : 홀더 돌기각
 C : 홀더 접촉면
 E : 탄성계수
 F : 전체 하중 벡터
 K : 전체 강성 행렬
 P : 침투 또는 간극
 Q : 변환 벡터
 R : 홀더 돌기의 각위치
 U : 전체 변형 벡터
 A : 라그랑지 승수
 Π : 위치 에너지
 α : 벌칙 상수 행렬

ε : 변형
 v : 푸아송 비
 π : 벌칙 함수
 σ : 수직 응력
 τ : 전단 응력

하첨자

C : 접촉
 L : 라그랑지
 max : 최대
 min : 최소
 r : 반경 방향
 p : 벌칙
 θ : 회전 방향

상첨자

0 : 초기
 T : 전치 행렬

[†] 책임저자, 회원, 삼성테크윈 정밀기기연구소

E-mail : csjang77@samsung.com

TEL : (031)740-8271 FAX : (031)740-8411

* 삼성테크윈 정밀기기연구소

** 삼성종합기술원 CSE Lab.

*** 회원, 삼성종합기술원 CSE Lab.

1. 서론

와이어 본딩 공정은 전기적인 스파크에 의해 와이어 끝단을 녹여 구형으로 만든 후 그 위에 수직으로 작용하는 힘과 초음파에 의해 패드 위에 불을 형성시키면서 와이어로 칩과 리드 프레임을 연결시키는 공정이다.⁽¹⁾ 와이어 본딩 공정의 품질에 영향을 미치는 가장 중요한 요인 중에 하나로써 적용되는 트랜스듀서 혼의 특성 - 파워, 주파수 등 - 을 들 수 있다. 이에 따라 혼 자체⁽²⁻⁴⁾ 및 캐필러리⁽⁵⁾의 진동특성 등이 연구된 바 있다.

Fig. 1 은 골드 와이어 본더(SWB-700)에 적용되고 있는 본딩 헤드와 혼-홀더 어셈블리(horn-holder assembly; 통상적으로 홀더를 mounting bracket 으로 부르나 본 논문에서는 편의상 holder

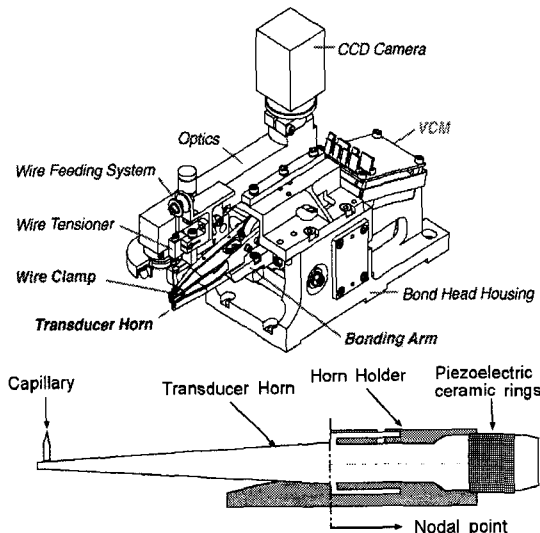


Fig. 1 Bonding head (top) and horn-holder assembly (bottom) of SWB-700 model

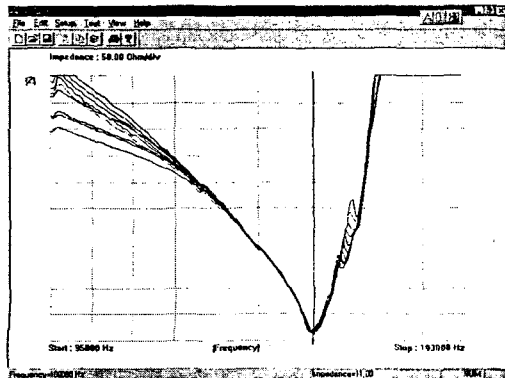


Fig. 2 Variation of transducer horn electric impedance with respect to frequency near operating mode

라고 칭하였음)를 보여주고 있다. 압전 세라믹 링에서 가진되는 횡축 진동은 혼을 지나면서 증폭되어 캐필러리에 전달되어지고, 이러한 고주파 진동을 이용하여 금선(gold wire)을 실리콘 다이아 패키지의 패드에 접합시키게 된다. 이때 혼의 공진주파수는 캐필러리 형상과 금선 등의 영향을 받게 된다.⁽²⁾ 혼의 전기적 임피던스도 다양한 요인에 의해 함께 변화된다. 혼에 연결되어 있는 PLL (phase locked loop) 초음파 가진기에서 이러한 공진 주파수와 임피던스의 변화를 지속적으로 피드백하여 보정함으로써 일정한 품질의 와이어 본딩이 이루어지도록 만들어 준다.

Fig. 2 는 공진주파수 부근에서 임피던스 변화를 측정된 결과를 보여주고 있다. 공진주파수에서 최소가 되고, 양쪽으로 급격히 증가함을 볼 수 있다. 일정한 전압 또는 전류공급을 통해 본딩 품질을 유지하기 위해서는 공진주파수에서의 임피던스 값이 일정하게 유지되는 것이 바람직하지만, 실제 상황에서는 혼의 열화 등 다양한 요인에 의해 변화가 생긴다. 특히 PLL 초음파 가진기의 보정 한계를 벗어나는 큰 변화가 있을 때는 와이어 본딩의 품질에 심각한 문제가 발생한다. 이러한 큰 변화의 원인 또한 다양하며 많은 경우 명확히 규명되지 않고 있지만, 다양한 테스트와 실제 경험으로부터 그 원인 중 하나가 혼-홀더의 조립과정과 초기상태, 즉, 혼의 체결력에 의한 혼 노달점에서의 응력 집중과 응력분포의 불균일성인 것으로 파악되었다.

본 논문에서는 초기 결합상태에서의 현상을 파악하기 위해 실제 부품과 동일한 3-D 모델에 대해 접촉해석을 수행한 결과를 논의하였다. 또한 노달점에서의 응력분포에 영향을 미치는 상태변수를 설정하였고, 여러 변수에 대한 영향을 파악하는데 시간이 많이 걸리는 3-D 모델을 사용하는 대신 단순화된 2-D 모델을 이용하여 응력 집중을 완화하고 불균일성을 최소화하는 홀더 돌기 구조를 파악하였다. 본 논문에서 논의된 삽입 형태의 볼트 조인트 구조는 와이어 본더 뿐만 아니라 다양한 구조물에서 이용되는 체결 방법이기 때문에 연구결과가 다양하게 적용될 수 있을 것으로 생각된다.

2. 유한요소 접촉 해석 및 해석 조건

2.1 유한요소 접촉 해석

작은 변형의 접촉 정해석 문제에 대한 전체 퍼텐셜 에너지는 유한요소화를 통해 다음과 같은 형

태가 된다.⁽⁶⁾

$$\Pi(U) = \frac{1}{2}U^T KU - U^T F \quad (1)$$

접촉 절점에 대한 구속조건은 상호 침투가 없도록 하는 것이 된다. 이를 전체 접촉 절점들에 대한 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$P = Qu - {}^0P = 0 \text{ and } QU = {}^0P \quad (2)$$

위 식에서 0P 는 초기 침투 또는 간극을 나타내며 Q 는 접촉 절점의 변위 벡터를 침투의 크기로 환산하기 위한 변환 벡터를 나타낸다. 이상으로부터 문제는 식 (2)의 구속 조건을 가지면서 식 (1)을 최소화하는 것이 된다.

본 연구에서는 3-D 해석의 경우 상용 코드인 ABAQUS 를 사용하였으며, 2-D 변수 연구를 위해서는 ANSYS 의 APDL(ANSYS Parametric Design Language)를 사용하였다. 전자의 경우 접촉 문제에 대해 라그랑지 승수법(Lagrange multiplier method)⁽⁷⁾를, 후자는 벌칙법(Penalty method)⁽⁸⁾를 적용하고 있다.

2.1.1 라그랑지 승수법

라그랑지 승수법에서는 최소화할 함수를 다음과 같이 대체한다.

$$\Pi_L(U, \Lambda) = \frac{1}{2}U^T KU - U^T F + \Lambda^T (QU - {}^0P) \quad (3)$$

위 식에서 Λ 는 미정 벡터로 이를 라그랑지 승수라 한다. 위와 같은 에너지 함수를 최소화하면 접촉 구속을 만족하는 변위 벡터를 얻을 수 있다. 이때 최소화 조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \Pi_L}{\partial U} = 0 \text{ and } \frac{\partial \Pi_L}{\partial \Lambda} = 0 \quad (4)$$

따라서 식 (3)으로부터

$$KU - F + Q^T \Lambda = 0 \text{ and } QU - {}^0P = 0 \quad (5)$$

이 되며 위의 두 식을 다음과 같이 결합할 수 있다.

$$K_L U_L = F_L \quad (6)$$

$$\text{where } K_L = \begin{bmatrix} K & Q^T \\ Q & 0 \end{bmatrix}$$

$$F_L = \begin{pmatrix} F \\ {}^0P \end{pmatrix}$$

$$U_L = \begin{pmatrix} U \\ \Lambda \end{pmatrix}$$

식 (6)을 풀면 변위벡터 U 와 라그랑지 승수 Λ 를 얻을 수 있다. 이때 라그랑지 승수는 접촉력 벡터가 된다.

2.1.2 벌칙법

벌칙법에서는 다음과 같은 벌칙 함수를 사용한다.

$$\pi_p = \frac{1}{2}P^T \alpha P \quad (7)$$

위 식에서 α 는 대각선 행렬로서 각 요소가 벌칙 상수가 된다. 이 경우에는 다음과 같은 최소화 함수를 사용한다.

$$\Pi_p = \Pi + \pi_p = \frac{1}{2}U^T KU - U^T F + \frac{1}{2}P^T \alpha P \quad (8)$$

위 함수의 최소화 조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \Pi_p}{\partial U} = 0 \quad (9)$$

따라서 식 (8)로부터

$$K_p U = F_p \quad (10)$$

$$\text{where } K_p = K + Q^T \alpha Q$$

$$F_p = F - Q^T \alpha {}^0P$$

이 된다. 식 (10)의 해가 변위벡터가 되며, 이때 접촉력 벡터는 다음과 같이 계산된다.

$$F_C = \alpha P \quad (11)$$

따라서, 벌칙법을 이용한 접촉해석의 정확도는 벌칙 상수 값에 좌우된다. 너무 작은 값은 과도한 침투를, 너무 큰 값은 수렴에 어려움이 있다.

2.2 계산조건

2.2.1 3-D 모델

Fig. 3 은 혼-홀더 어셈블리의 메시를 보여주고 있다. 혼의 중앙부에 있는 고정부는 홀더의 내경에 원주 방향으로 분포한 세 개의 들기쌍⁽⁹⁾에 접촉되어지고 볼트조인트를 통해 고정된다. 볼트조인트의 토크 값은 유한요소해석에서 힘으로 변환하여 적용하였다. 이때, 힘 값은 상황과 조건에 따라 다르기 때문에 다양한 값을 적용하여 해석하였

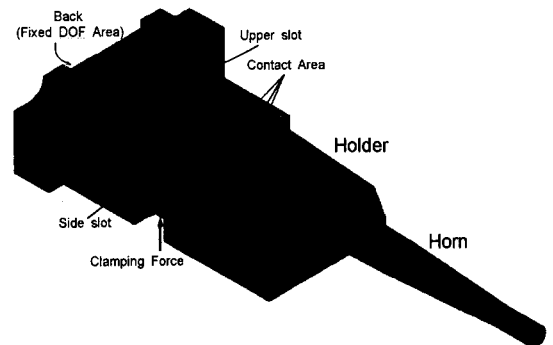


Fig. 3 Mesh setup of horn-holder assembly

Table 1 Summary of considered material information and computation parameters

Materials	Aluminium	E	75 GPa
		ν	0.33
	Steel	E	207 GPa
		ν	0.29
Friction coefficient		0.1	
Clamping force (kN)		0.8, <u>1.2</u> , 1.5	

*Underlined one is the standard condition

으며, 최종적으로 마찰계수를 0.1로 설정한 힘 변환 값을 적용하였다. 홀더의 돌기부는 혼과의 접촉 해석을 수행하기 위해 보다 세밀한 요소를 사용하였으며, 두 접촉면 사이 요소격자의 일치성은 접촉과정에서 미끄러짐이 있기 때문에 고려되지 않았다. ANSYS 해석의 경우 벌칙법에서 중요한 변수인 침투 또는 간극의 한계량은 일반적으로 사용하는 접촉하는 메시 두께의 1/10로 설정하였다. 접촉해석의 정확성 및 수렴성을 높이기 위해 격자형 요소가 사용되었다.

경계조건은 홀더부의 후부(와이어 본더 헤드와의 체결부위)를 완전 고정하였다. 혼의 경우 실제로는 자유 상태이고 홀더와의 접촉만 일어나는데, 본 해석에서는 해석의 수렴성 및 계산시간을 고려하여 혼의 후부에 대칭경계조건, 즉 혼의 길이 방향으로 고정조건을 적용하였다. 해석 모델의 전체 요소 수는 약 38,000개였다.

적용된 물성치와 계산 조건은 Table 1에 정리되어 있다. 홀더는 알루미늄 재질을 사용했으며, 혼의 경우 다양한 재질의 복합물어기는 하지만, 계산의 단순화를 위해 접촉부위 부근의 재질인 철의 물성치를 적용하였다. 혼과 홀더 간의 마찰계수는 0.1로 설정하였다. 선행 해석 단계⁽¹⁰⁾에서 0.1~0.2의 값을 적용했을 때의 경향이 파악되었으며, 0.1이 적절한 것으로 파악되었다. 3-D 모델에서 체결력을 변수로 하여 변형량을 실제 측정치와 비교하였다. 이때 체결력의 기본 값은 1.2kN으로 설정하였다. 각 조건에서 계산결과를 검증하기 위해 측정도 함께 이루어졌다. 측면 슬롯의 변형과 혼의 회전량이 측정되었다.

2.2.2 2-D 모델

2-D 모델에서는 홀더 돌기들의 위치와 각 돌기 각을 변수로 하여 변수연구가 이루어졌다. Fig. 4는 2-D 모델의 메시와 홀더부에서 고려된 변수들을 보여주고 있다. 모델링 되어진 부분은 혼의 노달점 단면이 된다. 각 돌기각(A)과 각 돌기의 위

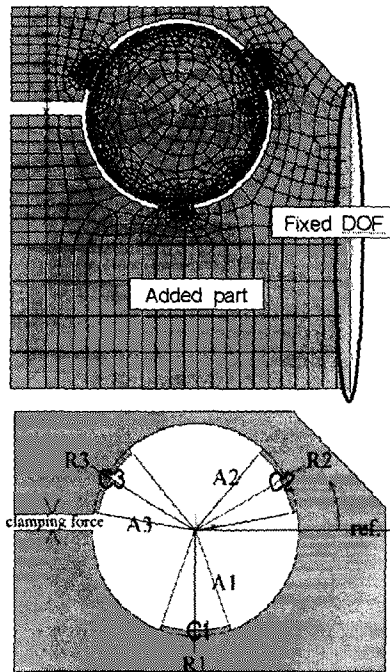


Fig. 4 Mesh setup of 2-D model (top) and considered parameters of holder (bottom)

치를 나타내는 기본 모델 위치로부터의 회전값(R)이 설계변수로 설정되었다. 표기는 한 돌기의 변수를 표시할 때 뒤에 그 돌기 번호가 붙는 것으로, 전체에 대한 변수일 때는 번호가 붙지 않는 것으로 하였다. 예를 들면, 돌기 1은 C1으로, C1의 돌기각 및 회전각은 각각 A1, R1으로, 전체 돌기를 한꺼번에 회전했을 때는 R로 표기하였다.

한편, 2-D 모델의 경우 다음과 같은 문제가 발생한다.

1. 어느 부분을 고정시켜야 하는가.
2. 모델 상하부의 강성이 다른데 이것을 어떻게 표현할 것인가.

고정부의 경우 상하부 모두 변형이 이루어지기 때문에 변형이 일어나는 곳과 가장 멀리 떨어져 있는 오른쪽 면을 고정하는 것으로 설정하였다. 이때, 단순히 강제운동을 잡는 대신, 3-D 모델에서 보이는 바와 같이 가장 큰 구조적 강성을 나타내는 곳이기 때문에 모든 절점을 고정하는 것으로 하였다. 상하부 강성 차이 보정은 하부에 강성이 큰 부가 물질을 붙이는 방법과 두께를 늘리는 방법 두 가지를 고려하여 3-D 모델과의 결과 비교를 통해 Fig. 4에서와 같이 100mm 두께를 늘리는 것으로 결정하였다. 이 경우 다양한 계산 조건에 대하여 5% 이내로 2-D 결과와 3-D 결과의 상하부 변형 비율이 일치하였다. 한편, 볼트에 의한 체결

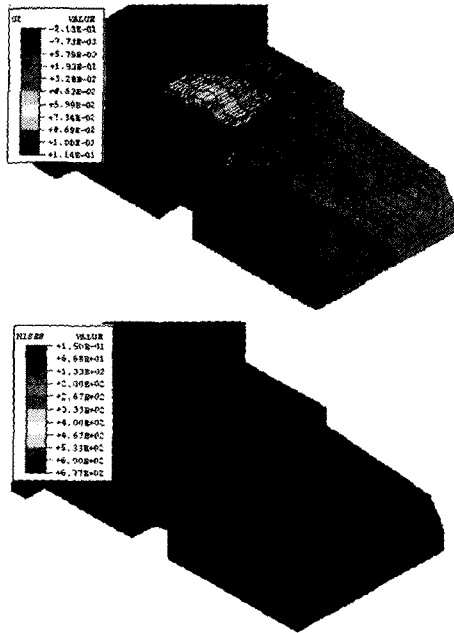


Fig. 5 Deformation (top) and von Mises stress (bottom) distributions of holder under standard condition

력은 하부에서는 나사산 부분에서 상부에서는 볼트머리에 의해 작용된다. 2-D 모델에서는 응력집중점 생성을 피하기 위해 상부에서도 볼트 구멍을 따라 균일하게 하중이 작용하는 것으로 하였다.

한 조건을 해석하는데 개인용 워크스테이션인 Compaq AP550 상에서 3-D 모델은 약 6 시간 걸린 반면, 2-D 모델은 3분 이내로 해석 시간을 효과적으로 단축시킬 수 있었다. 한편, 변수가 6 개로 많기 때문에 효율성을 위해 실험계획법이 활용되었다. 적용된 계산 조건 등에 대한 보다 구체적인 사항은 결과 장에서 서술하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 3-D 해석

기본 조건에서의 변형 및 등가 응력 분포가 Fig. 5에 나타나있다. 상부 슬롯의 존재로 인해 강성이 약한 접촉 상부에서 주 변형이 일어났다. 응력도 상부 슬롯 경계부에 집중되어 나타남을 볼 수 있다. 한편, 접촉 부위에서는 홀더 재질의 항복 응력 (300MPa)을 넘어서는 큰 값의 응력이 모서리 쪽에 집중되는 것을 볼 수 있다. 실제로 이 부분에서는 체결 시에 혼 면을 따라 영구변형이 일어나게 된다. 철 재질인 혼의 경우 홀더 돌기와 동일한 접촉압력 하에 있지만 구조변화에 의한 응력집중이 없기 때문에 응력값도 작게 나타났다. Fig. 6

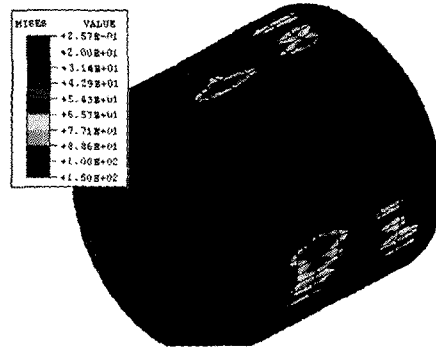


Fig. 6 Von Mises stress distributions at nodal point and contact area of horn under standard condition

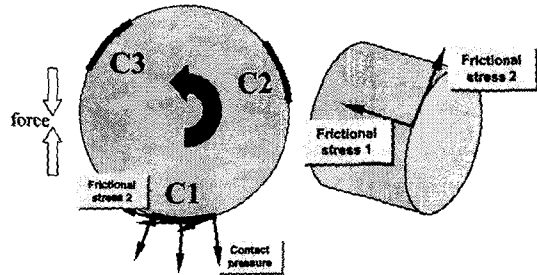


Fig. 7 Notations of contact areas and stresses

의 왼쪽면은 노달점의 단면이다. 이 단면에서 돌기 간에 응력분포가 불균일한 것을 확인할 수 있다.

Fig. 7은 접촉요소에 대한 해석 결과를 보기 위한 각 접촉면과 응력 방향 표기를 보여주고 있다. 마찰 응력 1은 축방향 전단응력, 마찰 응력 2는 원주방향 전단응력을 나타낸다. Fig. 8은 각 면에서의 세 방향 응력분포를 보여주고 있다. 결과로부터 각 면의 중앙부분에서는 접촉압력이 0임을 알 수 있는데, 이것은 그 부분에서 접촉이 일어나지 않는다는 것을 의미한다. 구조적으로 예상되는 바와 같이 C1 돌기면에서 최대 접촉압력이 걸리는 것으로 나타났다. 접촉 전단응력의 경우 C1과 C3에서 접촉압력의 0.1 배로서 마찰계수를 따라가지만, C2에서는 0.1 배보다 작게 나타났다. 이것은 C2 돌기면에서 두 접촉면 간의 상대이동이 없기 고착이 일어나 전단응력 값이 감소했기 때문이다.

전반적으로 접촉압력 및 접촉전단응력이 불균일하게 나타나는데 이에 대한 결과를 더 자세히 보기 위해 서브모델링 기법을 이용하여 재해석하였다. 서브모델의 경계조건은 전체 모델의 변형 결과를 적용하였다. Fig. 9는 이를 위해 만든 C1부의 메시와 접촉압력 결과를 보여주고 있다. 이때 서브모델링에 사용된 요소 수는 11,778 개였다. 전반적으로 불균일성의 경향은 기존 모델(Fig. 8)과






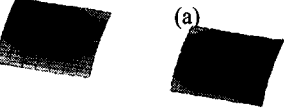



	Contact #1	Contact #2	Contact #3
Contact pressure			
σ_{max} (MPa)	514	350	418
Frictional stress 1			
τ_{max} (MPa)	3.31	30.2	35.6
Frictional stress 2			
τ_{max} (MPa)	51.4	18.3	26.8 (b)

Fig. 8 Contact pressure and frictional stresses of contact areas under standard condition

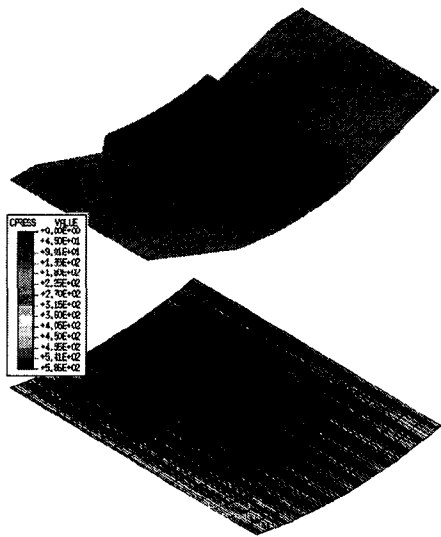


Fig. 9 Mesh setup for submodeling (top) and computed contact pressure (bottom)

비슷하게 나타남을 볼 수 있지만, 선형 요소로 곡면을 표현하는데 있어 두 접촉면 사이에 수치적 오차가 존재하는 것으로 생각된다.

체결력을 세 조건으로 변화시켜 가며 계산과 측정을 수행하였다. Fig. 10(a)는 측면 슬롯에서의 변형량에 대해 측정치와 계산치의 결과 비교를 보여주고 있다. 계산치가 측정치보다 최대 15%까지 과소평가되는 것으로 나타났다. 이는 혼의 후면에 수렴성과 속도를 고려하여 대칭경계조건을 설정함으로 인해 뒤틀리면서 회전하게 되는 실제 상황을 완전하게 모사하지 못 하였기 때문으로 생각된다.

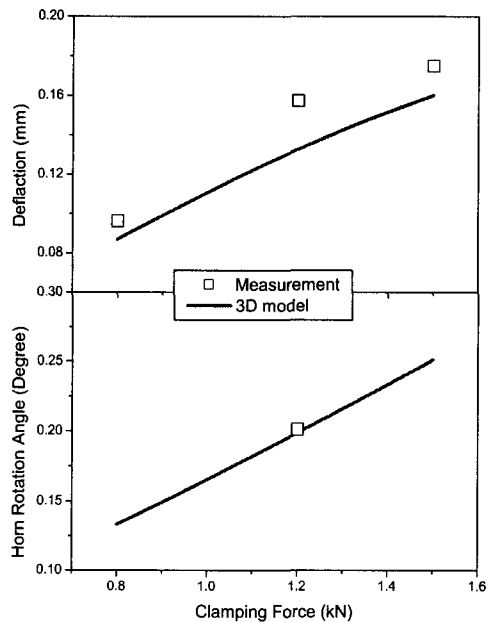


Fig. 10 Computations and measurements of (a) side slot displacement and (b) horn rotation angle with respect to clamping force

혼과 홀더가 볼트 조인트에 의해 체결되는 동안 혼은 홀더 돌기들의 이동과 더불어 회전을 하게 된다. 따라서 이러한 회전량을 측정하고 보정하는 작업은 와이어 본더 조립 작업에서 필수적이다.⁽¹¹⁾ 이러한 회전량에 대해 해석과 측정치를 비교해 놓은 결과는 Fig. 10(b)에 나타나 있다. 여건 상 한 조건에만 측정이 이루어졌지만, 비교적 잘 맞고 있음을 볼 수 있다.

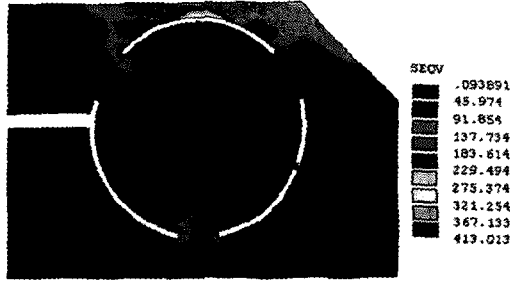


Fig. 11 Von Mises stress distribution in 2-D analysis under standard condition

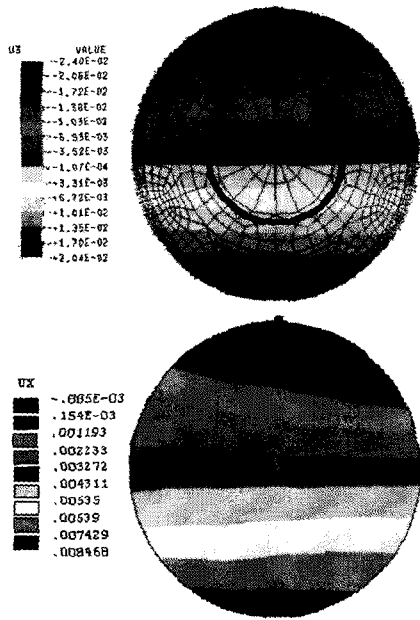


Fig. 12 Displacement plots showing horn rotation in 3-D (top) and 2-D (bottom) model

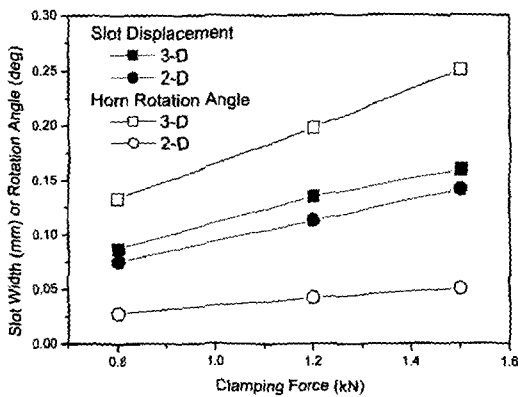


Fig. 13 Comparison between 3-D and 2-D model in terms of side slot displacement and horn rotation angle

3.2 2-D 해석

3.2.1 3-D 해석과의 비교

Fig. 11 은 기본 조건에서 2-D 해석 결과를 보여 주고 있다. 3-D 모델에 비해 약간 작은 최대 응력 값이 나오는데 이것은 3-D 해석에서 고려되는 비틀림에 의한 돌기 모서리에서의 응력 집중 현상이 고려되지 못 하기 때문이다. Fig. 12 는 혼 단면에서의 변형량을 3-D 해석 결과와 비교한 그림이다.

체결력에 대해 측면 슬롯과 혼 회전량을 비교한 결과는 Fig. 13 에 나타나 있다. 측면 슬롯 변형의 경우는 15% 이내에서 서로 잘 맞는 반면, 혼 회전량의 경우는 상당한 차이를 나타내었다. 이것은 측면 슬롯의 존재로 인한 3 차원적인 비틀림이 2-D 모델에서는 고려되지 못 하기 때문이다. 즉, 2 번 돌기는 혼과 고착 상태에서 혼의 회전을 방해하는 역할을 해서, 2-D 모델에서는 2 번 돌기 위치에서 단순 회전 뿐 아니라 변형까지 나타나면서 회전량이 작게 나타났다. 반면, 3-D 모델의 경우 슬롯 지점으로부터 발생된 변형이 노달점 부근에 와서는 구조적 증폭을 일으켜 2 번 돌기의 회전량이 커지게 되고, 여기에 고착되어 있는 혼의 회전량도 커지게 된다. 한편, 2-D 모델이 표현하고 있는 3 돌기 구조는 실제 3-D 모델에서 표현하는 6 돌기 구조보다 거동이 “단단”하기 때문에 그만큼 혼의 변형과 응력 집중에 부정적인 영향을 미칠 수 있다.⁹⁾

2-D 모델은 세부적인 부분에서는 차이를 보이지만 전반적인 경향은 잘 나타내는 것으로 나타났다. 주 고려대상인 혼 내부에서의 최대 응력값의 경우에 3-D 해석에서와 동일한 경향을 잘 나타냈다(Fig. 14). 이로부터 2-D 모델은 전반적인 경향을 파악하는데 별 무리가 없음을 확인했다.

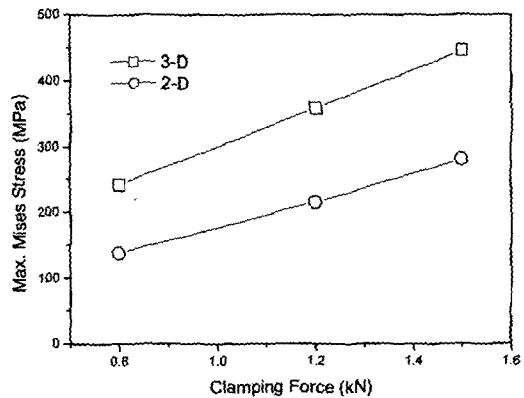


Fig. 14 Comparison between 3-D and 2-D model in terms of maximum von Mises stress in horn

3.2.2 변수 연구

Fig. 4 와 같이 설정된 변수들에 대해 변수 연구가 수행되었다. 먼저 2 절에서 서브모델링을 통해 살펴보았던 메시 크기에 따른 영향을 파악하기 위해 접촉 부위에서 요소 하나가 차지하는 각을 2(기준값), 1, 0.5°로 하여 돌기각(A) 30, 40° 조건-즉, 돌기각 A1, A2, A3 가 모두 30°이거나 40° 일 때-에서 돌기 위치(기본 모델로부터의 회전각; R)를 변화시켜가며 최대 등가응력을 구해보았다. 이때 고려된 단면은 전체 혼 단면과 접촉을 위해 부가적으로 달린 측면 날개 부위를 제외한 혼 코어 단면의 두 가지였다. Fig. 15 는 그 결과를 보여주고 있다. 전체 단면을 고려할 경우 메시 크기에 따른 접촉 부위에서의 곡면 효과의 영향을 많이 받아서 경향이 명확하지 않은 부분이 존재하는 반면, 안쪽만 고려되는 코어 단면에서는 어떤 요소각 조건에서도 비슷하고 명확한 경향을 나타내었다. 혼의 성능은 실제 혼 단면에서의 결과와 밀접한 관련이 있기 때문에 이후의 해석 및 분석은 효율성을 고려하여 요소각을 2°로 하고, 코어 단면에서의 결과값을 취하였다.

응력 집중 및 응력 균일성을 평가하는 지표로 최대 응력 외에 원통 좌표계에서 ϵ_r 및 ϵ_θ 의 최대-최소 차이값을 더 고려하였다. Fig. 16 은 전체 돌기들의 돌기각 및 기준 조건으로부터 회전각에 대한 각 지표의 변화를 보여주고 있다. 전반적으로 돌기각이 클수록 응력집중이나 균일성이 완화되고, 돌기각에 따른 최적의 회전각이 존재하는 것으로 나타났다. 돌기각이 너무 클 경우 운전과정에서 접촉 상태가 변할 수 있는 가능성이 높아지므로, 돌기각은 40° 이내를 고려할 때 회전각은 10° 내외가 최적의 값임을 알 수 있다.

Fig. 16 에서 구한 결과를 참고로 하여 각 돌기각과 돌기의 위치에 따른 영향을 보고자 하여 실험계획법을 도입하였다. 변수가 6 개이기 때문에 요인배치법⁽¹²⁾을 적용할 경우 2 수준으로 적용해도 $2^6=64$ 번의 해석의 필요하다. 게다가 회전각의 경우 영향이 비선형적이기 때문에 수준 수를 3 수준으로 할 때 해석 set 의 수는 96 으로 커진다. 해석수를 줄이기 위해 본 연구에서는 세 개의 돌기각 A1, A2, A3 가 각각 30, 40°로, 전체 회전각 R 은 0, 5, 10°로 변화하는 일반 요인배치법 세트를 먼저 분석하였다. 이로부터 1 차 최적화된 돌기 회전각을 구하고, 다음에는 각 돌기위치의 영향을 보기 위해 돌기 회전각 R1, R2, R3 을 최적 돌기각 $\pm 5^\circ$ 로, 돌기각 A 는 일괄적으로 30, 40°가 적용된 2 수준 요인배치법 세트를 해석하였다.

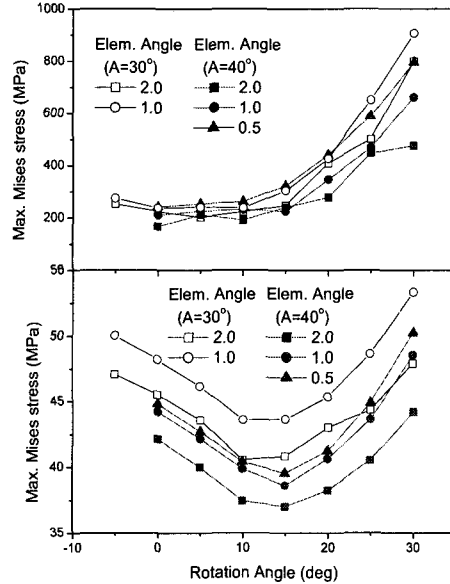


Fig. 15 Maximum von Mises stress variation showing effect of mesh size. (a) whole horn cross-section considered (b) core cross-section considered

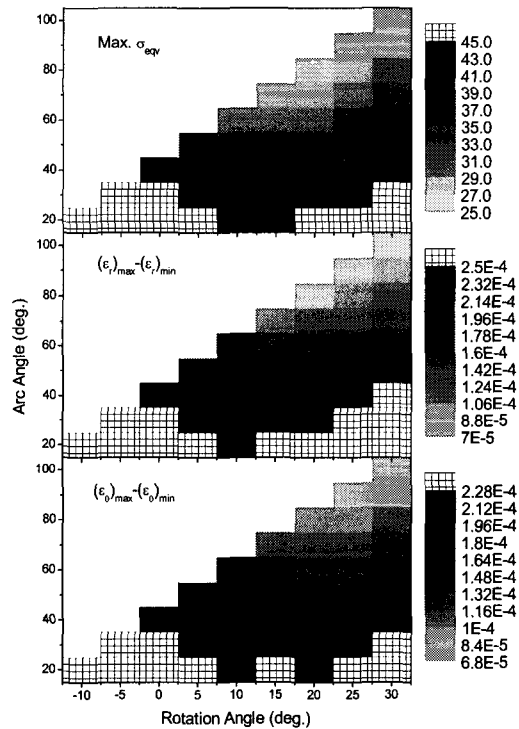


Fig. 16 Maximum von Mises stress (top), radial strain difference (center) and rotational strain difference (bottom) variation with respect to arc angle (A) and rotation angle (R)

Effect			63.08	63.08	43.17
A	1				
B	1	0.039	0.038	0.027	
C	1	0.12	0.12	0.065	
D	2	60.01	40.01	54.76	
AB	1	0.35	0.35	0.24	
AC	1	0.027	0.027	0.019	
AD	2	0.92	0.46	0.63	
BC	1	0.013	0.013	8.626E-003	
BD	2	0.66	0.33	0.45	
CD	2	0.037	0.018	0.026	
ABC	1	0.021	0.021	0.014	
ABD	2	0.69	0.35	0.47	
ACD	2	0.047	0.023	0.032	
BCD	2	0.020	0.010	0.014	
ABCD	2	0.062	0.031	0.042	

Fig. 17 Effect list of each variable on maximum von Mises stress in 1st design set. Variables A, B and C match with A1, A2 and A3, respectively, and variable D with R

Effect		Sum of Squares	% Contribution
A		53.03	64.81
B		0.039	0.048
C		23.84	29.04
D		0.42	0.51
AB		0.056	0.069
AC		0.32	0.39
AD		0.089	0.11
BC		1.34	1.63
BD		1.03	1.25
CD		0.57	0.70
ABC		0.098	0.12
ABD		0.12	0.14
ACD		0.25	0.31
BCD		0.88	1.07
ABCD		1.406E-003	1.713E-003

Fig. 18 Effect list of each variable (top) on maximum von Mises stress in 2nd design set. Variable A matches with A, and variables B, C and D with R1, R2 and R3, respectively

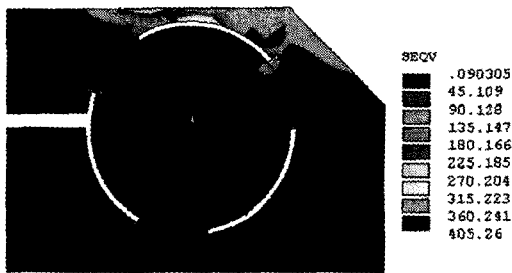


Fig. 19 Von Mises stress distribution under A=40°, R=10° condition

이 경우 첫번째 실험계획법에서는 24 번, 두번째에서는 16 번의 해석이 이루어졌다. 해석 결과의 분석에는 상용 프로그램인 Design Expert 6.0 이 사용되었다.

Fig. 17 은 첫번째 세트에서 최대 동가응력에 대해 수행한 분석 결과를 보여주고 있다. 주 변수는 A1 과 R 이고, 이 두개의 변수만 고려해도 결과의 97.9%를 설명할 수 있었다. 두 변수 모두 증가할 때 결과 변수인 최대 응력이 감소하는 것으로 나

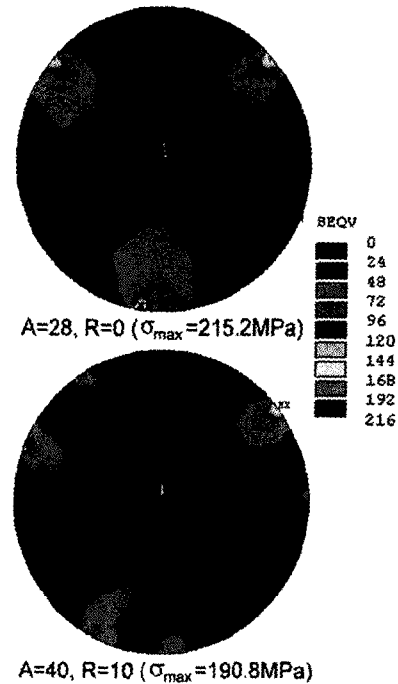


Fig. 20 Von Mises stress distributions in horn cross-sections of initial design (top) and improved design (bottom)

타났으며, 교호작용은 거의 없었다. 이것은 접촉 압력이 최대가 되는 C1 돌기의 돌기각 A1 이 응력 집중에 있어 중요한 변수임을 보여준다. 다른 결과 변수들도 모두 고려한 최적화 해석 결과 최적화 값은 A1, A2, A3 모두 40°인 것으로, R 은 10°인 것으로 나타났다.

첫번째 세트 해석 결과로부터 두번째 세트의 R1, R2, R3 값은 각각 5, 15°가 적용되었다. 분석 결과 (Fig. 18) 주 변수는 A 와 R2 인 것으로 나타났다. C2 는 볼트의 반대편에 존재하기 때문에 C1 과 아울러 체결력을 효과적으로 분배하는 역할을 하게 된다. 이때 C2 의 위치가 볼트 쪽에 가까이가게 되면(R2=15°) 그만큼 체결력에 대한 압력을 덜 받게 되어 결과적으로 C1 에서의 응력 증가를 유발시키게 된다. A 와 R2 두 개의 변수만 고려할 경우 결과의 93.6%를 설명할 수 있다. 첫번째 세트와 마찬가지로 교호작용은 그 영향력이 약한 것으로 나타났다. 두번째 세트 분석 후의 최적화 값은 A=40°, R1, R2, R3=5°였다. 결론적으로 A 는 40°로 하고, R 은 5~10° 사이에서 하는 것이 적절할 것으로 생각된다.

Fig. 19 는 A=40°, R=10° 조건에서의 응력분포를, Fig. 20 은 혼 단면에서 초기 디자인과의 응력분포 결과 비교를 보여주고 있다. 초기 디자인에서 모

든 돌기의 한 쪽에서만 일어났던 응력집중이 C1, C3 돌기에서 양쪽으로 분산되었고, 최대응력값은 11.6% 감소되었다. 돌기 구조의 대칭성이 문제되지 않는다면 C1 돌기의 돌기각 A1 을 증가시키거나 C2 돌기의 회전각 R2 를 작게 하면 응력 집중이 더 완화될 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 와이어 본더용 트랜스듀서 혼-홀더 어셈블리의 체결 특성을 파악하고 적절한 홀더 구조를 얻기 위해 접촉해석이 수행되었다.

(1) 실제 구조와 동일한 3-D 모델에서 접촉해석이 수행되었다. 홀더의 변형과 혼의 회전량에 대해 측정치와 비교가 이루어졌으며, 오차 15% 이내에서 잘 맞는 것으로 나타났다. 변형량이 가장 큰 측면 슬롯으로부터 가장 먼 홀더 돌기 쪽에서는 혼과의 고착 현상이 있었으며, 나머지 두 돌기에서는 미끄러짐이 발생하였다.

(2) 접촉 면적 내에서 접촉압력의 불균일한 분포가 나타났으며, 이를 보다 세밀하게 보기 위해 서브모델링 기법을 이용하였다. 이러한 불균일한 분포 결과는 실제 현상과 접촉되는 곡면을 선형 요소로 근사화 한데서 오는 오차의 복합적인 원인이 존재하는 것으로 파악되었다.

(3) 많은 양의 변수 연구를 효과적으로 수행하기 위해 3-D 모델을 2-D 로 단순화하여 해석을 수행하였다. 일관성을 유지하기 위해 경계조건, 모델링 등을 적절하게 설정해 주었으며, 결과값에는 차이가 있지만, 결과의 경향은 3-D 모델과 같음을 확인하였다.

(4) 메시 크기의 영향을 적게 받는 혼 코어 단면에서의 최대 등가응력, 변형의 최대 최소 차이값들을 결과 변수로 설정하였다. 각 돌기의 돌기각과 위치(회전각)를 변수로 하여 변수 연구 및 실험계획법에 의한 분석이 이루어졌다. 응력집중을 피하고 분포를 균일하게 하는 적절한 돌기 구조는 돌기각 40°, 돌기 회전각 5~10°인 것으로 나

타났다. 1 번 돌기의 돌기각과 체결부에서 가장 가까운 2 번 돌기의 위치가 혼의 응력집중에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 파악되었다.

참고문헌

- (1) Harman, G., 1998, *Wire Bonding in Microelectronics Materials, Process, Reliability, and Yield*, McGraw-Hill, 2nd Ed.
- (2) McBrearty, M., Kim, L. H. and Bilgutay, N. M., 1988, "Analysis of Impedance Loading in Ultrasonic Transducer System," *Proc. 1988 Ultrasonics Symp.*, pp. 497~502.
- (3) Lin, S. and Zhang, F., 1994, "Study of Vibrational Characteristics for Piezoelectric Sandwich Ultrasonic Transducer," *Ultrasonics*, Vol. 32, No. 1, pp. 39~42.
- (4) Or, S. W., Chan, H. L. W., Lo, V. C. and Yuen, C. W., 1998, "Dynamics of an Ultrasonic Transducer Used for Wire Bonding," *IEEE Trans. on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, Vol. 45, No. 6, pp. 1453~1460.
- (5) Hu, C. M., Guo, N. Q. and Ling, S. F., 1998, "The Vibration Characteristics of Capillary in Wire Bonder," *1998 IEEE/CPMT*, pp. 202~205.
- (6) Zhong, Z. H., 1993, *Finite Element Procedures for Contact-Impact Problems*, Oxford University Press.
- (7) Chaudhary, A. and Bathe, K. J., 1986, "A Solution Method for Static and Dynamic Analysis of Three-Dimensional Contact Problems with Friction," *Comp. & Struc.*, Vol. 24, No. 6, p. 855.
- (8) Peric, D. and Owen, D. R. J., 1992, "Computational Model for 3-D Contact Problems with Friction Based on the Penalty Method," *Int. J. Num. Meths. Eng.*, Vol. 35, No. 65.
- (9) Ahn, K. and Jang, C., 2001, "Mounting Bracket Structure of Transducer Horn for Wire Bonder," *Korea Patent Application No. 2001-53267*.
- (10) Boo, S. and Kwak, D., 2000, "Contact Simulation on the Horn Assembly of Wire Bonder," *SAIT Technical Report*.
- (11) Koduri, S. K., 2000, "Alignment Apparatus for Wire Bonding Capillary," *US Patent No. 6,065,663*.
- (12) Park, S. H., 1995, *Modern Design of Experiments*, Minyoung-Sa, Seoul.