

技術論文

유도무기 케이블 페어링의 강도 해석 및 접착재 강도 시험

구남서*, 윤광준*, 신영석**, 이열화**, 정해용***, 김병화***

Bonding Stress Analysis of Cable Fairings used in Small Guided Missiles and Strength Tests of Bonding Materials

N. S. Goo*, K. J. Yoon*, Y. S. Shin**, Y. H. Lee**, H. Y. Cheong*** and B. H. Kim***

ABSTRACT

Cable fairings of guided missiles are generally used for protection of electric cables under aerodynamic heating and mechanical loading. The stress distributions between a cable fairing and missile main body along a cable fairing are necessary for its design. In this paper, a method for bonding stress and strength analysis of a cable fairing has been investigated and its computer program developed. Tensile and three-point bending tests of generally used bonding materials were also conducted to supply basic material properties for design of cable fairings.

초 록

유도무기의 케이블 페어링은 공력하중 및 기계적 하중으로부터 전선 케이블을 보호하기 위하여 설치된다. 케이블 페어링을 설계하기 위해서는 유도무기 본체와 케이블 페어링 사이의 응력 분포가 필요하다. 본 연구에서는 케이블 페어링의 접착 응력 및 접착 강도 해석 기법을 고찰하여 프로그램화 하였다. 또한, 고온용 접착재에 대한 인장 시험과 3점 굽힘 시험을 통하여 강도를 계측하였고 이를 케이블 페어링의 설계에 적용하였다.

Key Words : Cable fairing(케이블 페어링), Stress analysis(응력 해석), Strength analysis(강도 해석), Three-point bending test(3점 굽힘 시험), Finite element analysis(유한요소해석)

1. 서 론

유도무기의 케이블 페어링(fairing; 덮개)은 공력 하중과 이에 따라 유발되는 온도 하중을 같이 견디면서 케이블을 보호하는 목적을 가지고 있다. 비행 중에 발생하는 기계적, 열적 하중을 받는 케이블 페어링의 변형 및 응력 분포는 케이블

페어링의 구조 설계를 위하여 반드시 필요한 자료이다. 일반적으로 체결법에는 접착식 체결법과 기계적 체결법이 있으며 유도 무기 본체와 케이블 덕트를 체결하는 방법은 기밀 유지와 체결 신뢰도를 높이기 위하여 두 가지 방법이 동시에 사용된다.

본 연구에서는 고온 환경과 가혹한 하중 조건에서 잘 견딜 수 있는 케이블 페어링을 설계하기 위하여 유도 무기 본체와 케이블 페어링 사이의 접착 응력 해석 기법을 연구하여 응력 해석 및 강도 예측 프로그램을 개발하였다. 케이블 페어링 자체에 걸리는 공력하중 및 온도조건은 공력 해석을 통하여 계산되며, 이를 이용하여 유도 무기 본체와 케이블 덕트 사이에 있는 접착재에 작

† 2005년 1월 24일 접수 ~ 2005년 3월 10일 심사완료

* 정회원, 건국대학교 기계항공공학부
연락처사, E-mail : nsgoo@konkuk.ac.kr
서울 광진구 화양동 1번지

** 정회원, 국방과학연구소 기체구조실

*** 정회원, 두원중공업 기술연구소

용하는 응력 분포를 계산하고 강도 안전성을 예측하고자 한다.

실제로 유도 무기가 운용될 때는 정적인 하중보다 동적인 하중이 작용하게 되나 피로 내구성이 중요한 항공기와는 달리 유도무기는 1회 사용하게 되므로 복잡한 동적 해석보다는 정적 해석에 경험적인 안전율을 사용하여 구조물의 안전성을 확보하는 것이 일반적이다. 그와 아울러 설계 목적의 데이터를 획득하기 위한 방법으로 정적인 강도 해석은 매우 유용한 수단이라 할 수 있다.

본 연구에서는 강도 해석 프로그래브와 함께 케이블 페어링의 설계 시 가장 우수한 접착제를 선정하고 기초 자료를 제공하기 위하여 현재 사용되고 있는 고온용 접착제인 GE Bayer Silicones 사의 RTV560과 Loctite사의 Hysol EA 9392의 성능 비교를 위한 3점 굽힘 시험을 수행하였다.

II. 케이블 페어링의 응력 해석[1]

2.1 케이블 페어링에 작용하는 하중

비행 중에 케이블 페어링에 작용하는 외부 하중은 외부 대기압 p_h 유속에 의한 동압 $p_a(\phi)$, 내부 압력 p_i , 단위 길이당 관성력: 횡방향 $q_2 = nG_2/l$ 축방향 $q_{2x} = n_x G_2/l$ (여기에서 페어링 무게는 G_2 , 하중 배수는 $n_x, n_y, n_z, n^2 = n_x^2 + n_y^2 + n_z^2$, l 은 페어링의 길이), 공력 가열에 따른 온도 등이다. (Fig. 1 참조)

페어링의 폭 ($\gamma - \beta \leq \phi \leq \gamma + \beta$)이 작기 때문에 $p_a(\phi)$ 의 값은 거의 변하지 않으므로, 실제 계산에서는 $p_a(\gamma)$ 의 단일값을 사용한다. 만약 페어링 내부에 내압이 없는 경우에는, 내압은 외압인 $p_o = p_h + p_a(\gamma)$ 와 같으며 외압에 의하여 페어링

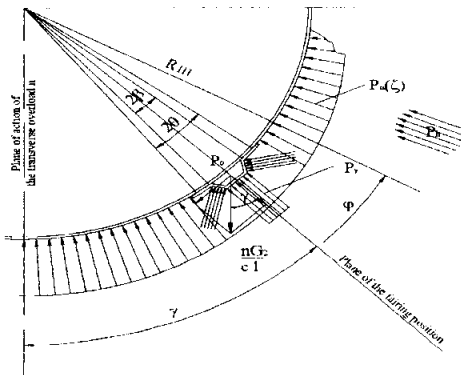


Fig. 1. External loads acting on a cable fairing

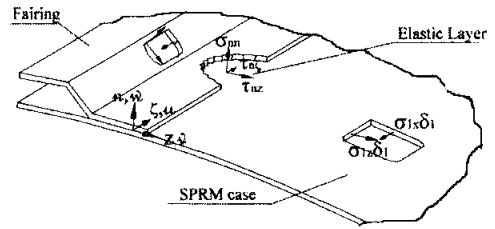


Fig. 2. Stress between a main body and a cable fairing

에 걸리는 하중은 없게 된다. 그렇지 않은 경우, 본체 곡률 중심을 향하는 횡하중의 수직성분은 다음과 같다.

$$p_n(\gamma) = p_h + p_a(\gamma) - p_o - (q_2 \cdot \cos \gamma) / c \quad (1)$$

보통 강도 안전율 계산 시, $p_o = p_{h=0} = 1.033 \text{ kgf/cm}^2$ 를 사용한다.

이 두 경우 모두 자체무게와 하중 배수에 의한 접선 횡하중은 $p_\tau = (q_2 \cdot \sin \gamma) / H$ (H 는 페어링의 높이)이다. 해석 시 중요한 위치는 바람이 불어 오는 쪽 ($\gamma = 0$), 바람이 부는 반대 방향 ($\gamma = \pi$) 두 부분이다.

페어링과 본체 사이의 응력을 해석하기 위하여 종전단응력 τ_{nz} , 횡전단응력 τ_{nz} 및 접착 평면에 수직인 수직응력 σ_{nn} 을 계산하여야 한다. (Fig. 2 참조) 내, 외부 하중과 공력 가열의 효과 때문에 유도무기 본체와 페어링은 종방향 변형(굽힘, 종방향 인장/압축, 열팽창)과 횡방향 변형(내압에 의한 인장, 국부하중에 의한 굽힘, 열팽창)이 발생한다. 페어링, 본체 및 접합 나사로 이루어지는 단성 접합 요소의 변형(종방향 u , 횡방향 v 와 w)은 위에서 언급한 종전단응력 τ_{nz} , 횡전단응력 τ_{nz} , 횡방향 수직응력 σ_{nn} 및 경계 조건에 의하여 유발된다. 이렇게 계산된 응력과 접착 강도 (전단강도 S , 인장강도 X)를 비교하여 접착층의 안전성을 검토하게 된다. 접착층 내의 수직응력 $\sigma_{\xi\xi}$ 와 σ_{zz} 는 변형률이 $100 < \epsilon < 500\%$ 인 경우에 중요하게 되므로 여기에서는 고려하지 않는다.

케이블 페어링에 작용하는 응력은 크게 본체의 굽힘에 의한 응력과 동압 및 온도차에 의한 응력으로 나눌 수 있으며, 이를 2.2절과 2.3절에 기술하였다.

2.2 굽힘에 의한 응력

Fig. 3에는 본체와 페어링을 나타내는 강성이

일정한 두 개의 보에 끝단에 굽힘 모멘트, 축방향, 횡방향 하중이 작용하는 해석 모델을 나타내었다. 본체와 페어링은 서로 종방향 변위가 없으며 벌어지지 않는다고 가정하여 그 사이에 작용하는 전단흐름과 수직력을 계산하는 모델이다. 또한 현재 해석에서 고려하는 응력인 $\tau_{n\xi}$ 와 σ_{nn} 을 계산할 때 폭방향의 변화는 무시하고 축방향(즉 길이방향)의 변화만을 고려한다.

본체를 보 ① ($E_1 I_1 = \text{일정}$, $E_1 A_1 = \text{일정}$)로 페어링을 보 ② ($E_2 I_2 = \text{일정}$, $E_2 A_2 = \text{일정}$)로 하고 접촉층은 무시한다. 여기에서 무시한다는 뜻은 식을 쓸 때는 $\delta_3 = 0$ 으로 놓아 고려하지 않고, 물성치를 계산할 때는 $\delta_3 = 1\text{mm}$ 로 놓는다는 것이다.

이 두개의 보에 전단력 Q , 굽힘 모멘트 M 과 $M + \Delta M$ 이 양단에 가해지고, 축력 N 과 $N + \Delta N$ 이 가해진다고 하자. (축력에 따른 단위 길이당 축하중은 $q_1 = \Delta N/l$ 이다.) 그림에 나타난 전단력, 굽힘 모멘트, 축력의 부호는 $\gamma = \pi$ 일 때이고 전단력과 굽힘모멘트의 부호를 바꾸면 $\gamma = 0$ 때이다.

이 때 두 개의 미지력이 생기게 되는데 종방향 접선력 $t = \tau_{n\xi} \times b$ (b : 접착 부분 폭)와 수직력 $n = \sigma_{nn} \times b$ 가 그것이다. 종방향 접선력과 수직력이 서로 영향을 미치지 않는다고 가정하면 두 개의 문제로 분리할 수 있다.

첫 번째 문제, 주문제

Fig. 3(a)는 두 보 사이에 종방향 접선력 t 만이 작용한다고 가정하여 작성된 모델이다. 보 ②에 대하여 축력 N_2 에 대한 2계 미분 방정식이 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{d^2 N_2}{d\xi^2} - a^2 N_2 = -k(N_* + \frac{\Delta N}{l} \xi) + P(M + Q\xi) \quad (2)$$

여기에서

$$a^2 = \left(\frac{1}{E_1 A_1} + \frac{1}{E_2 A_2} + \frac{h_1^2}{E_1 I_1} + \frac{h_2^2}{E_2 I_2} \right) \frac{bG_3}{\delta}$$

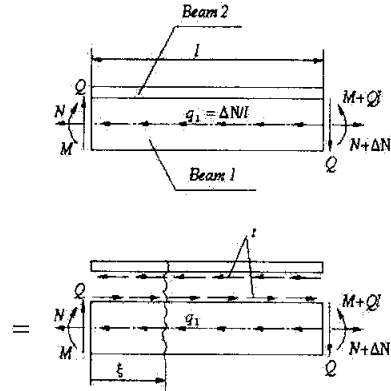
$$k = \frac{bG_3}{\delta_3 E_1 A_1}$$

$$P = \frac{h_1 G_3 b}{\delta_3 E_1 I_1}$$

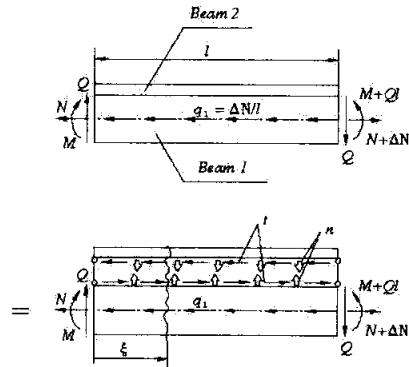
이 식에 대한 일반해는 다음과 같다.

$$N_2 = C_{11} \sinh \alpha \xi + C_{12} \cosh \alpha \xi + \frac{kN_* - PM}{a^2} + \frac{k \cdot \Delta N - PQL}{a^2 l} \xi \quad (3)$$

여기에서 상수 C_{11} , C_{12} 는 경계 조건 $N_2(0) = N_2(l) = 0$ 으로부터 결정된다. 따라서 두 개의 보가 분리되지 않기 위하여 두 보 사이에 작용하여야 하는 종방향 접선력 $t = dN_2/d\xi$ 은 다음과 같다.



(a) only shear force, t exists: calculation of axial force distribution



(b) shear force, t and normal force, n exist: calculation of bending moment distribution

Fig. 3. Stress due to bending of main body

$$t = \frac{kN_* - PM}{a \sinh \alpha l} [\cosh \alpha(l - a) - \cosh \alpha \xi] + \frac{k \cdot \Delta N - PQL}{a^2 l} \left(1 - \frac{\alpha \cosh \alpha \xi}{\sinh \alpha l} \right) \quad (4)$$

여기에서 종방향 접선력은 본체에 ξ 의 양의 방향으로 작용하는 것이 양의 방향으로 정의한다. 또한, 종방향 전단응력은 $\tau_{n\xi} = t/b$ 로 계산된다.

두 번째 문제, 부문제

식 (3)으로 주어지는 종방향 접선력은 두 보의 끝단이 서로 일치하여야 한다는 조건을 만족하는

헤이고, 이제 횡방향 변위 w 가 일치하기 위한 수직력의 분포를 계산하여야 한다. 이 문제는 보 ②에 대하여 다음과 같은 4계 미분 방정식으로 기술된다.

$$\frac{d^4 M_2^{**}}{d\xi^4} - \omega^4 M_2^{**} = A_2 + B_2 \xi + D_2 \sinh \alpha(l - \xi) + F_2 \sinh \alpha \xi \quad (5)$$

여기에서 $\omega^4 = \frac{bE_3}{\delta_3} \left(\frac{1}{E_1 I_1} + \frac{1}{E_2 I_2} \right)$ 이다.

위 식에 대한 일반해는 다음과 같다.

$$M_2^{**} = C_{21} \sinh \alpha \xi + C_{22} \cosh \alpha \xi + C_{23} \sin \alpha \xi + C_{24} \cos \alpha \xi + f(\xi) \quad (6)$$

여기에서 특수해 $f(\xi)$ 는 다음과 같다.

$$f(\xi) = -\frac{A_2}{\omega^4} - \frac{B_2}{\omega^4} \xi + \frac{D_2}{\alpha^4 - \omega^4} \sinh \alpha(l - \xi) + \frac{F_2}{\alpha^4 - \omega^4} \sinh \alpha \xi \quad (7)$$

경계조건 $M_2^{**}(0) = M_2^{**}(l) = \frac{d^2 M_2^{**}}{d\xi^2}(0) = \frac{d^2 M_2^{**}}{d\xi^2}(l) = 0$ 을 대입하여 해를 구한 후 $n = -\frac{d^2 M_2^{**}}{d\xi^2}$ 을 이용하면 수직력은 다음과 같다.

$$n(\xi) = \frac{f_o'' + \omega^2 f_o}{2 \sinh \omega l} \sinh \omega(l - \xi) + \frac{f_l'' + \omega^2 f_l}{2 \sinh \omega l} \sinh \omega \xi + \frac{f_o'' - \omega^2 f_o}{2 \sin \omega l} \sin \omega(l - \xi) + \frac{f_l'' - \omega^2 f_l}{2 \sin \omega l} \sin \omega \xi - f''(\xi) \quad (8)$$

여기에서 수직력의 양의 방향은 본체와 페어링이 분리되는 방향으로 정의된다. 또한, 수직 응력은 $\sigma_{nm} = n/b$ 로 계산된다.

2.3 동압, 온도차에 의한 응력

케이블 페어링에는 유도무기 전체의 굽힘 운동에 의한 응력과 함께 동압, 내부 압력에 의한 응력 및 본체와 페어링의 온도차에 의하여 발생하는 응력이 작용한다. 이 때 발생하는 응력은 횡방향 전단응력 τ_{nz} 와 수직응력 $\Delta \sigma_{nm}$ (Fig. 2 참조)이다.

이를 해석하기 위하여 본체가 내부압력에 의해서만 변형하고 페어링이 본체에 강체 결합되었다고 가정하여 동압과 온도 차이의 영향을 고려하였다. 이의 해석은 재료역학에서 프레임을 해석하는 방법과 같으며 페어링의 형상에 따라 다른 결과식이 유도된다.

2.4 응력 및 강도 해석 프로그래밍

지금까지 설명한 내용을 바탕으로 MATLAB을 사용하여 응력 및 강도 해석 프로그램을 작성하였다. 이 프로그램의 입력은 공력 해석 결과이며 해석 결과로는 응력 분포와 사용한 접착제의 강도 여유이다.

유도무기 본체와 케이블 페어링의 3차원 유한요소 해석을 수행하면 본 연구 결과와 같은 결과를 얻을 수 있다. 그러나 접착 부위가 상당히 길고 직경에 비해 폭이 좁고 두께가 얇기 때문에 유한요소 모델을 생성하는데 어려움이 있다. 본 연구에서 개발한 프로그램은 이러한 유한요소해석상의 어려움을 극복하면서 유도무기 본체와 케이블 페어링의 접착 강도 해석을 빠르게 수행하여 해석 결과를 설계 자료로 활용하고자 개발되었다.

III. 접착제 강도 시험

유도무기 본체와 케이블 페어링의 접착식 체결을 위한 최적의 접착제를 선정하기 위하여 전단 강도 시험을 수행하였다. 예비 선정된 접착제는 에폭시 계열인 Loctite사의 Hysol EA 9392와 GE Bayer Silicone사의 RTV560이었다. 단일랩 인장 시험의 경우 참고문헌 [2]의 규격을 참조하여 길이 130mm, 폭 25mm, 두께 2.5mm인 스테인레스강인 SUS304 재질의 보 2개를 단일랩 형태로 부착하였다. 접착 부위의 평균 치수는 폭 25mm, 길이 42mm이었다. 3점 굽힘 시험의 경우 참고문헌 [3]의 규격에 맞추어 길이 76mm, 폭 25mm, 두께 1.5mm인 스테인레스강 SUS304재질의 보와 길이 76mm, 폭 25mm, 두께 3mm인 유리/페놀릭 보를 접착하였다.

단일랩 인장시험의 경우 전단 강도는 다음 식으로 계산된다[2].

$$S_{tension} = \frac{P}{A} \quad (9)$$

여기에서 P 는 파단 하중, A 는 접착부의 면적이다. 3점 굽힘 시험의 경우 전단 강도는 다음 식으로 계산된다[3].

$$S_{bending} = \frac{3P}{4bd} \quad (10)$$

여기에서 b 는 시험편의 폭, d 는 시험편의 두께이다. Table 1에는 시험 결과를 나타내었다. 이 결과는 최소 3개의 시험편에 대하여 시험한 결과를 평균한 값이다.

Table 1. Strength of high-temperature bonding materials

	(kgf/cm ²)	
	Loctite	RTV
Single lap tension	32	20
3-point bending (room temperature)	-	55
3-point bending (150 °C)	-	18

Table 1의 결과를 보면 RTV560보다 Hysol EA 9392가 인장 강도가 더 큼을 알 수 있으며 Hysol EA 9392가 더 큰 하중을 지탱할 수 있다고 할 수 있다. 그러나 변형 흡수 능력을 보면 RTV560이 Hysol EA 9392보다 우수함을 알 수 있다. RTV560은 기본적으로 고무이기 때문에 연성이 크며 이 둘 두 접착재의 하중-변형 관계를 나타낸 Fig. 4에서 확인할 수 있다. 즉, RTV560의 파단 변형률이 Hysol EA 9392보다 큼을 알 수 있다. 본체와 페어링 사이의 상대 변형을 흡수하는 것이 중요하므로 RTV560이 Hysol EA 9392보다 적합하다고 결론 내릴 수 있다. 참고로 Fig. 4는 단일랩 인장 시험의 3회 시험 중의 하나로 3회 시험을 평균하여 구한 최종 강도 값을 나타낸 Table 1과 차이가 있다.

3점 굽힘 시험은 RTV560에 대하여 수행하였으며 대표적인 하중-변위 곡선을 Fig. 5에 나타내었다. 파단 강도는 하중-변위 곡선에서 변곡점이 있는 지점으로 정하였다. 이에 대한 근거는 시험 중에 발생한 좌역류의 발생 시점이 변곡점이 발생한 시점과 같아 접착재에 의한 하중 전달이 끝나고 두 보가 직접 접촉하게 되기 때문으로 생각

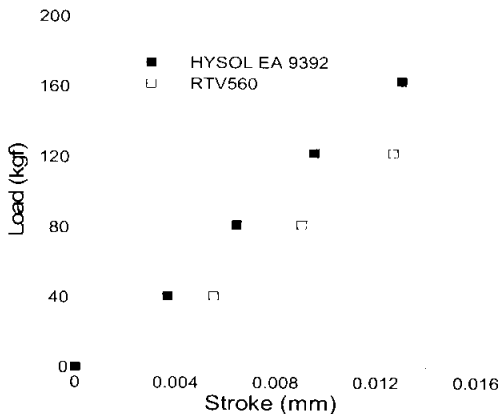


Fig. 4. A load-stroke relation of bonding materials under single lap joint tensile test

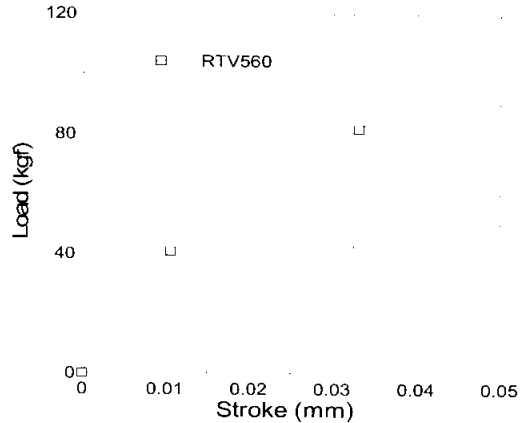


Fig. 5. Load-stroke relation of RTV560 under 3-point bending test

된다.

접착재의 고온 강도를 확인하기 위하여 RTV560을 사용한 3점 굽힘 시험에 대하여 고온 실험을 수행하였다. 전기로를 사용하여 150°C까지 온도를 올린 후 15분간 유지하여 소킹(soaking) 상태가 되도록 한 후 시험을 수행하였다. Table 1에서 보면 강도가 약 3분의 1로 줄어들음을 확인할 수 있다.

상온에서의 단일랩 시험 인장 강도와 3점 굽힘 시험 인장 강도를 비교해 보면 3점 굽힘 시험 인장 강도가 약 3배 정도 더 큼을 알 수 있다. 이는 단일랩 조인트의 경우 접착 부위의 불균일, 하중축의 편심 등에 따라 강도가 작아질 가능성이 크기 때문이다. 다음 장의 해석에서는 단일랩 인장 시험 결과와 3점 굽힘 시험 결과 중에서 3점 굽힘 시험 결과를 사용하였다. 그 이유는 본체와 페어링의 접합 부위가 받는 주된 하중이 굽힘 하중이기 때문에 3점 굽힘 시험의 결과가 더 적합하기 때문이다.

IV. 해석 예제

II 장에서 설명한 케이블 페어링의 응력 해석 프로그램과 III 장의 접착재 강도 시험 결과를 사용하여 예제를 수행하였다. 유도 부기의 하중 해석 결과를 사용하여 응력을 계산한 후 안전 여유를 계산하였다. 예제에 사용한 하중 조건은 공력 계산을 통하여 구하였다.

4.1 본체와 페어링의 기하학적 치수

해석 예제로써 반지름이 150mm인 유도무기 본체에 길이 2130mm의 케이블 페어링이 접착되

는 경우를 해석하였다. 케이블 페어링의 치수는 폭 100mm, 나자 밀변 폭 47mm, 나자 윗변 폭 29mm이다.

4.2 하중 조건

하중해석 결과를 Table 2에 나타내었다. 온도 조건에서 $T_1/T_3/T_2$ 는 각각 본체/접착제/페어링의 온도이다. Fig. 6에 스테이션에 따른 축력과 굽힘 모멘트 선도를 나타내었다.

Table 2. Results of load analysis

무게중심: $x_c = 2.774$ m				
하중배수: $n_x = -4.80$,				
$n = -5.75 + 52.54(x_c - x)/g$				
대기압: $p_h = 0.274$ kgf/cm ² , 내압: $p_i = 1.033$ kgf/cm ²				
동압: $p_d(0) = 0.653$ kgf/cm ² , $p_d(\pi) = -0.180$ kgf/cm ²				
Station mm	축력 kgf	모멘트 kgfm	하중배수	$\frac{nG_x}{lc}$
2240	243	-1039.60	-2.03	-0.003
	온도 $T_1/T_3/T_2$		322/99-157/157-311	
2450	238	-1088.97	-3.15	-0.004
2660	235	-1293.82	-4.28	-0.005
2870	235	-1636.51	-5.40	-0.007
3090	238	-1924.55	-6.59	-0.008
3300	243	-2104.28	-7.71	-0.010
	온도 $T_1/T_3/T_2$		313/98-155/155-308	
3510	250	-2165.89	-8.83	-0.011
3730	261	-2089.41	-10.01	-0.012
3940	273	-1879.40	-11.14	0.014
4150	289	-1544.43	-12.26	-0.015
4370	289	-1086.93	-13.44	-0.017
	온도 $T_1/T_3/T_2$		303/97-154/154-306	
페어링수직압력 (식 (1) 사용)				
: $p_n(0) = -0.123$ kgf/cm ² , $p_n(\pi) = -0.922$				

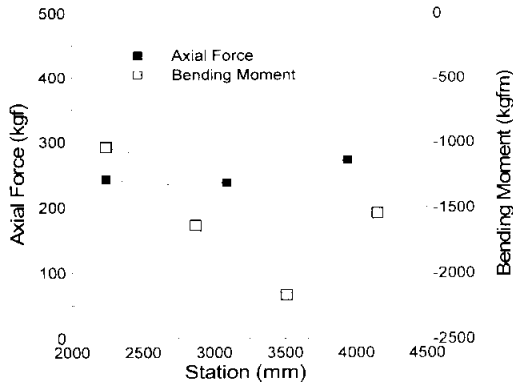


Fig. 6. Axial force and bending moment distribution

4.3 응력 및 강도 해석 결과

Fig. 7에는 식 (2)의 해로 주어지는 종방향 전단응력, τ_{nz} 의 분포를 나타내었다. 케이블 페어링의 중간부분에서는 전단응력이 거의 없다가 양쪽 끝단에서 큰 값을 가지게 된다. 2.4절의 동압, 온도차에 의한 전단응력, τ_{nz} 는 가정에 의하여 하나의 값을 가지게 된다. 이를 Table 3에 정리하였다.

Table 3. Results of shear stresses and strength analysis

Item	Value (kgf/cm ²)	note
τ_{nz}	11.9	maximum at sta. 2240 mm
τ_{nz}	5.7	Section 2.4
Resultant stress	13.2	$\sqrt{\tau_{nz}^2 + \tau_{nz}^2}$
Shear strength	18.0	at 150°C
Margin of safety	0.05	

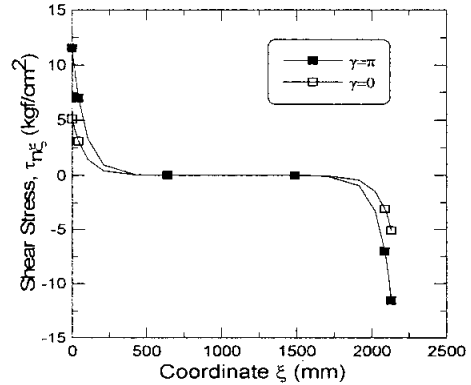


Fig. 7. Distribution of shear stress, τ_{nz}

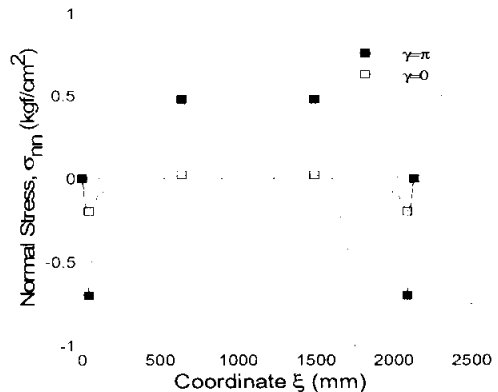


Fig. 8. Distribution of normal stress, σ_{nn}

Table 4. Results of normal stresses and strength analysis

Item	Value (kgf/cm ²)	note
σ_{nn}	0.5	maximum at sta. 2880 mm
$\Delta\sigma_{nn}$	5.8	Section 2.4
Resultant stress	6.3	$\sigma_{nn} + \Delta\sigma_{nn}$
Normal strength	15.7	48.0 at room temperature [4]
Margin of safety	0.95	

여기에서 안전 여유는 다음과 같이 계산하였다. 안전율은 1.3을 사용하였으며, 강도는 150℃의 강도를 사용하였다.

$$\text{안전여유} = \frac{\text{강도}}{\text{응력} \times \text{안전율}} - 1 \quad (11)$$

Table 3에서 보듯이 전단응력 τ_{ns} , τ_{ns} 은 서로 비슷한 정도의 크기를 가지고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 8에는 식 (5)의 해로 주어지는 수직 응력, σ_{nn} 의 분포를 나타내었고 Table 4에는 수직 응력 및 강도 해석 결과를 나타내었다. Table 4와 Fig. 8의 결과를 보면 굽힘에 의한 수직응력은 동압 및 온도차에 의한 수직 응력에 비하여 무시할 수 있을 정도로 작음을 알 수 있다. 이는 긴 보의 순수 굽힘의 경우 수직 응력을 무시할 수 있다는 사실과도 일치한다[5].

수직 강도는 참고문헌[4]에 나와 있는 값의 33%를 사용하였다. 33%라는 것은 전단 강도 시험에서 상온과 고온의 강도비에 해당한다. 해석 결과 안전함을 확인할 수 있다.

V. 결 론

본 연구에서는 유도무기 케이블 페어링의 응력 해석 및 강도 해석 프로그램을 개발하고 간단한 예제 문제를 해석하였다. 고온용 접착제에 대한 전단 강도 시험을 통하여 상온 및 고온에서의 전단 강도를 계측하여 설계에 활용하였다. 향후 유사한 유도무기 케이블 페어링 설계에 적용할 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 두원중공업의 위탁연구 “내열제/감쇠재 열적/기계적 물성특성 분석 및 시험”의 일환으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- 1) 구남서 외 3인, 내열제/감쇠재 열적/기계적 물성특성 분석 및 시험, 두원중공업 위탁연구보고서, 2004.
- 2) "Shear Strength Properties of Adhesives by Flexural Loading", *Federal Test Method Standard No. 175*.
- 3) "Standard Test Method for Apparent Shear Strength of Single-Lap-Joint : Adhesively Bonded Metal Specimens by Tension Loading (Metal-to-Metal)", *ASTM D1002*, 2001.
- 4) RTV560 제품 매뉴얼, GE Bayer Silicones
- 5) S.P. Timoshenko and J.N. Goodier, *Theory of Elasticity*, Third Edition, McGRAW-HILL International Editions, 1970.