

보호 튜브의 풀림 거동 및 하중 예측[§]

김건우* · 이재욱** · 김형렬*** · 유완석*†

* 부산대학교 기계공학부, ** 한국생산기술연구원, *** 국방과학연구소

Unwinding Behavior of and Load Prediction for Protective Tube Around Fiber-Optic Cable

Kun Woo Kim^{*}, Jae Wook Lee^{**}, Hyung Ryul Kim^{***} and Wan Suk Yoo^{*†}

^{*} School of Mechanical Engineering, Pusan Nat'l Univ.

^{**} Construction Equipment R & D Group, Korea Institute of Technology

^{***} Agency for Defense Development.

(Received May 27, 2013 ; Revised December 6, 2013 ; Accepted December 11, 2013)

Key Words: Protective Tube(보호 튜브), Guided Body(유도체), Unwinding Behavior(풀림 거동), Load Prediction(하중 예측)

초록: 심해 군사 작전에서 유도체의 타격 성능 향상은 모함과 유도체가 광 케이블을 통하여 안정적인 통신을 유지함으로써 가능하다. 이 때 광 케이블은 영킴 및 절단과 같은 풀림 불량을 방지하기 위해 보호 튜브에 의해 보호된다. 또한 보호 튜브는 전단 핀에 의해 유도체와 연결되며, 전단 핀의 파손에 의해 유도체는 보호 튜브와 분리된다. 따라서 본 연구에서는 유도체 및 보호 튜브를 모델링하고, 유도체의 운동에 따른 보호 튜브의 풀림 거동을 분석하며 전단 핀에 작용하는 동적 하중을 예측한다. 유도체와 보호 튜브는 질점으로 구성하며, 일정 길이 구속으로 연결한다. 전단 핀에 작용하는 하중은 실험 결과와 비교 검증하며, 이를 바탕으로 보호 튜브의 거동을 예측한다.

Abstract: As a fiber-optic cable is being unwound, it is protected by a tube that is designed to prevent unwinding problems such as tangling and unintentional cutting. In addition, a guide body is separated from the protective tube if a shear pin breaks when the maximum allowable load is exceeded. Therefore, it is important to analyze and predict the unwinding behavior of the protective tube, as well as the load on the shear pin, to enhance the likelihood of a successful operation when laying cables at extreme depths. In this study, the protective tube and the guide body are modeled with particles and are constrained with a constant-length constraint. The load on the shear pin was verified against experimental data, and the unwinding behavior was predicted from the load prediction results.

- 기호설명 -

A_p : 투영 면적

C_D : 항력 계수

\vec{F} : 유체 저항력

$\Phi^{(cl,1)}$: 일정 길이 구속

$\Phi_q^{(cl,1)}$: 일정 길이 구속의 자코비안

V : 유도체의 최대 속도

\vec{a} : 단위 벡터

\vec{d}_{ji} : 근접한 두 질점의 거리 벡터

$\hat{e}_x, \hat{e}_y, \hat{e}_z$: 직교 좌표계에서 각 방향의 기저

l : 근접한 두 질점의 절대 거리

ρ_f : 유체 밀도

t_c : 유도체가 최대 속도에 도달하는 시간

\vec{v} : 임의의 속도

§ 이 논문은 대한기계학회 동역학 및 제어부문 2013년도 춘계 학술대회 (2013. 6. 4.-6., ICC 제주) 발표논문임.

† Corresponding Author, wsyoo@pusan.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

1. 서론

심해 작전에서 유도체(Guided Body)의 타격 성능

항상은 모함과 유도체가 광 케이블(Fiber-Optic Cable)을 통하여 안정적인 통신을 유지함으로써 가능하다. 무선 통신의 경우 적 신호에 의한 교란, 지형 지물에 의한 방해 및 예측하기 힘든 통신 장애로 인해 지양되고 있는 추세에 있다. 유선 통신을 위해 심해 군사 작전에 사용되는 광 케이블은 그 길이가 수십 킬로미터에 이르는데, 초기에 모함 및 유도체의 스푼(Spool)에 권선되어 있으며, 유도체가 발사됨에 따라 동일한 속도로 스푼로부터 풀려 나가게 된다.

심해 군사 작전이 진행되는 과정에서 광 케이블의 풀림 거동은 보호 튜브(Protective Tube)의 풀림 거동 이후에 발생한다. 심해 작전이 진행되는 순서를 살펴보면 다음과 같다.

- (1) 모함으로부터 유도체의 발사
- (2) 유도체와 연결되어 있는 보호 튜브의 풀림
- (3) 유도체와 보호 튜브를 연결하는 전단 핀(Shear Pin)의 절단
- (4) 유도체에 장착되어 있는 광 케이블의 풀림
- (5) 모함의 회피 기동에 의한 모함에 장착되어 있는 광 케이블의 풀림

광 케이블은 풀림 과정에서 모함 및 유도체에 의해 발생하는 유동 및 해류에 의해 엉킴(Tangling)이 발생할 가능성이 있고, 모함의 프로펠러와의 간섭에 의해 절단(Cutting)이 발생할 가능성이 있다. 엉킴 및 절단과 같은 풀림 불량을 예방하기 위하여 광 케이블은 보호 튜브를 활용하여 보호된다. 따라서 모함에서 어뢰가 발사됨에 따라 보호 튜브 역시 풀림 거동이 발생하게 된다. 일반적으로 중공형의 알루미늄으로 제작되는 보호 튜브는 광 케이블과는 달리 충분한 질량 및 반경으로 인해 엉킴이 발생할 가능성이 낮다. 이보다 보호 튜브 풀림 과정에서 보호 튜브의 질량 및 풀림 속도에 의해 전단 핀에 하중이 발생하는데, 발생하는 하중에 상응하는 전단 핀을 설계하는 것이 요구된다. 전단 핀이 작용하는 하중보다 낮게 설계되면, 보호 튜브의 풀림 과정에서 전단 핀이 끊어져 보호 튜브는 광 케이블을 보호하는 역할을 할 수 없게 되며, 전단 핀이 작용하는 하중보다 높게 설계되면, 전단 핀이 끊어지지 않아 유도체가 진행하지 못 할 가능성이 있기 때문이다.

따라서 본 연구에서는 유도체 및 보호 튜브를 모델링하고, 유도체의 운동에 따른 풀림 과정에서 발생하는 중요 요소인 보호 튜브의 풀림 거동을 분석하고 전단 핀에 작용하는 동적 하중을 예측한다.



(a) Protective tube



(b) Shear Pin

Fig. 1 Protective tube and shear pin

2. 풀림 거동 운동 방정식

2.1 보호 튜브 및 유도체의 모델링

Fig. 1 에는 보호 튜브 및 보호 튜브와 유도체를 연결하는 전단 핀이 나타나 있다. Fig. 1(a)에서 보는 바와 같이 보호 튜브는 단면이 중공형으로 제작되어 광 케이블을 보호하며, 약 70 m의 길이가 패키지(Package)에 감겨있다. 또한, 전단 핀은 Fig. 1(b)에서 보는 바와 같이 보호 튜브의 끝 단과 유도체가 장착되는 부분에 설치되어 허용 하중(Allowable Load) 이상의 하중이 작용하면 파손되어 어뢰가 보호 튜브로부터 분리되도록 한다.

Fig. 1로부터 보호 튜브 및 유도체의 모델링은 Fig. 2와 같이 한다.⁽¹⁾ 모델링에서의 정면도가 Fig. 2(a)에 나타나 있으며, Fig. 2(b)에는 측면도가 나타나 있다. Fig. 2에서 \hat{e}_x 는 유도체 및 보호 튜브의 진행 방향을 나타내며, \hat{e}_y 및 \hat{e}_z 는 단면과 평행을 이루는 방향을 의미한다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 보호 튜브는 패키지 표면에 균등하게 분포하도록 함으로써 보호 튜브의 총 길이를 유지하도록

하였다. 또한 보호 튜브 및 유도체는 관성 모멘트 (Moment of Inertia)를 고려하지 않는 질점(Particle)으로 모델링하였다.

2.2 일정 길이 구속

Fig. 2 에서 유도체와 보호 튜브, 그리고 보호 튜브는 식 (1)과 같이 일정 길이 구속(Constant Length Constraint)에 의해 연결하도록 하였다.⁽¹⁾

$$\Phi^{(cl,1)} = \frac{1}{2} [\vec{d}_{ji}^T \vec{d}_{ji} - l^2] \quad (1)$$

여기서 Φ 는 구속식을 의미하며, 상첨자 (cl,1) 은 일정 길이 구속이 식 하나를 지닌다는 것을 의미한다. 또한, \vec{d}_{ji} 는 근접한 두 질점의 거리 벡터를 의미하고, l 은 근접한 두 질점의 절대 거리를 나타낸다.

식 (1)로부터 운동 방정식을 구성하는 자코비안 (Jacobian)은 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Phi_q^{(cl,1)} = [-\vec{d}_{ji}^T \quad \vec{d}_{ji}^T] \quad (2)$$

2.3 수직 유체 저항력

전단 편에 작용하는 하중에 영향을 미치는 요소로는 보호 튜브의 질량뿐만 아니라 보호 튜브의 폴립 과정에서 보호 튜브가 유체로부터 받는 수직 유체 저항력이 있다. 본 연구에서는 수직 유체 저항력을 식 (3)과 같이 보호 튜브의 수직 속도 제곱에 비례하는 값으로 나타낸다.⁽²⁾

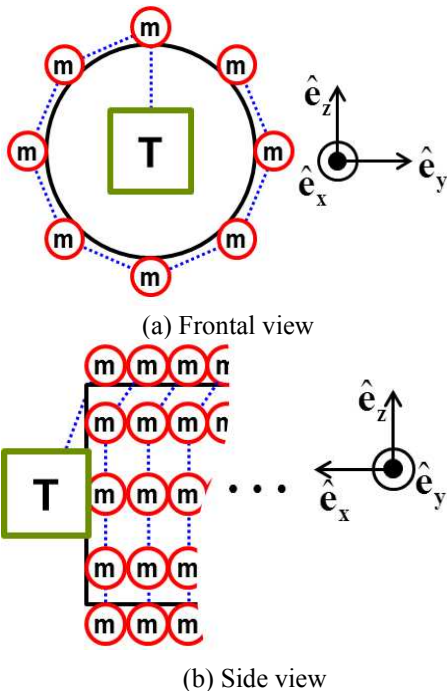


Fig. 2 Modeling of protective tube and guided body

$$\vec{F}_n = -\frac{1}{2} C_D \rho_f A_p |\vec{v}_n| \vec{v}_n \quad (3)$$

여기서 하첨자 n 은 수직 방향을 의미하고, \vec{F}_n 은 보호 튜브의 수직 방향 유체 저항력을 의미한다. ρ_f 는 유체의 밀도를 나타내며, A_p 는 보호 튜브의 투영 면적(Projected Area)을 나타낸다. 식 (3)에서 C_D 는 레이놀즈 수(Reynolds Number)에 의해 정의되는 항력 계수(Drag Coefficient)를 나타내며, 원형 실린더에 의한 유체 저항 계수는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.⁽³⁾

$$\begin{aligned} C_D &= [8\pi / (\text{Re} \cdot S)] (1 - 0.87S^{-2}) & (0 < \text{Re} \leq 1) \\ C_D &= 1.45 + 8.55 \text{Re}^{-0.9} & (1 < \text{Re} \leq 30) \\ C_D &= 1.1 + 4 \text{Re}^{-1/2} & (30 < \text{Re} \leq 10^5) \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 $S = -0.077215665 + \ln(8\text{Re}^{-1})$ 이다.

레이놀즈 수에 의한 수직 유체 저항 계수 식 (4)는 Fig. 3 과 같이 표현된다. 따라서 식 (4)를 활용하면 유체 저항 계수를 상수로 정의할 필요가 없으며, 정확한 유체 저항 계수를 제시할 수 있다.

\vec{v}_n 는 보호 튜브의 수직 방향 속도를 나타내며, $|\vec{v}_n|$ 은 수직 방향의 절대 속도를 의미한다. \vec{v}_n 는 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.^(4,5)

$$\begin{aligned} \vec{v}_n &= \vec{v} - (\vec{v} \cdot \vec{a}) \vec{a} = \vec{a} \times (\vec{v} \times \vec{a}) \\ &= +\hat{e}_x [a_y (v_x a_y - v_y a_x) - a_z (v_z a_x - v_x a_z)] \\ &\quad + \hat{e}_y [a_z (v_y a_z - v_z a_y) - a_x (v_x a_y - v_y a_x)] \\ &\quad + \hat{e}_z [a_x (v_z a_x - v_x a_z) - a_y (v_y a_z - v_z a_y)] \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 \vec{a} 는 Fig. 2 에서 정의된 좌표의 단위 벡터 (unit vector)를 의미하며, \vec{v} 는 보호 튜브에 작용하는 임의의 속도를 의미한다.

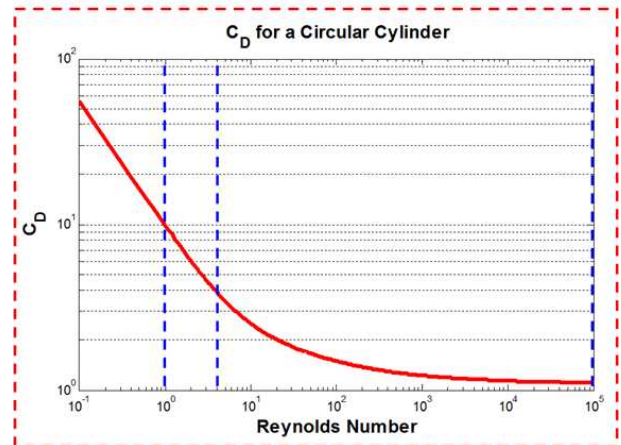


Fig. 3 Fluid resistance coefficient of circular cylinder

2.4 접선 유체 저항력

유도체가 진행하게 되면 보호 튜브가 유체를 밀어 내게 되면서 접선 방향의 유체 저항력을 발생시킨다. 접선 방향의 유체 저항력은 진행 속도가 증가함에 따라 중요도가 커지는 항력으로 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.⁽²⁾

$$\vec{F}_t = -\rho_f A |\vec{v}_t| \vec{v}_t \quad (6)$$

여기서 하점자 t 는 접선 방향을 의미하고, \vec{F}_t 는 보호 튜브의 접선 방향 유체 저항력을 의미하며, \vec{v}_t 는 접선 방향의 속도를 나타낸다.

2.5 유도체의 구동 구속

본 연구에서는 보호 튜브의 동적 거동 및 하중을 예측하기 위해서 유도체에 작용하는 구동 구속(Driving Constraint)을 적용하기로 한다. 유도체에 작용하는 추진력을 구동력으로 입력하여 보호 튜브의 풀림 거동 및 전단 핀의 동적 하중을 예측할 수도 있으나, 어뢰의 제원을 정확히 알 수 없는 상황에서 추진력에 대한 정보 예측하는 것이 어렵고 실제 실험을 통해 확보하는 것 역시 어려우므로 본 연구에서는 식 (7)과 같은 다항식 구동 구속을 적용하기로 한다.

$$\ddot{x}_{Torpedo} = \begin{cases} V \frac{6t}{t_c^3} (t_c - t) & 0 \leq t < t_c \\ 0 & t \geq t_c \end{cases} \quad (7)$$

여기서 V 는 유도체의 최대 속도를 의미하고, t_c 는 유도체가 최대 속도에 도달하는 시간, t 는 해석 시간을 의미한다. 본 연구에서는 실제 유도체의 최대 속도를 바탕으로 구동 조건이 Table 1에 제시되어 있으며, Fig. 4에 구동 구속에 대한 그래프가 나타나 있다.

Fig. 4에서 보는 바와 같이 유도체는 초기 가속도가 없고, 2.0 초에서 약 5 m/s^2 의 최대 가속도에 도달하게 되며, 4 초에 도달한 시점에서 최대 속도에 도달한다.

Table 1 Maximum velocity, threshold time and analysis time for driving condition

Maximum Velocity [knot]	Threshold Time [sec]	Analysis Time [sec]
25.0	4.0	7.0

3. 동적 거동 분석 및 하중 예측

본 연구에 있어 사용된 보호 튜브의 제원 및 패키지의 반경 정보가 Table 2에 나타나 있다. Table 1의 구동 구속 및 Table 2의 해석 정보를 활용하여, 외재적 룬계-쿠타법(Explicit Runge-Kutta Method) 수치 적분을 통해 수치 해를 구하였다.⁽⁶⁾

3.1 유도체의 운동

유도체의 위치, 속도 그리고 가속도 정보를 획득하고, 정확한 수치 적분이 이루어 졌는지 확인하기 위해 2.5 절에서 적용한 구동 구속에 대한 정보를 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5에서 가속도에 대한 정보는 ‘-△-’기호로 나타내었고, 속도에 대한 정보는 ‘-□-’기호로 그리고 위치 정보는 ‘-○-’기호로 나타내었다. 입력 가속도가 구동 구속인 Fig. 4와 일치함을 알 수 있고, 4 초에 도달한 시점에서 최대 속도 25 knot에 도달함을 확인할 수 있다. 따라서 수치 적분이 정확히 이뤄졌음을 알 수 있다. 위치 정보를 보면 Fig. 2에 제시된 모델링 방법에 따라 초기 위치가 약 3.37 m이며, 스폴의 반경 및 구동 구속에 의해 7 초에 도달한 시점에서 모든 보호 튜브가 풀리지 않은 상태임을 알 수 있다. 보호 튜브의 풀림 과정에 있어 보호 튜브가 완전히 풀린 상태에서 보호 튜브 시작 단에 대한 하중 예측보다, 풀림 과정에서 전단 핀에 발생하는 동적 하중을 예측하는 것이 더욱 중요한 요소이므로 해석 시간 7 초가 충분하다.

Table 2 Data of protective tube and radius of spool

Total mass [kg]	Total length [m]	Outer diameter [m]	Radius of package [m]
14.5	70.0	0.02	0.34

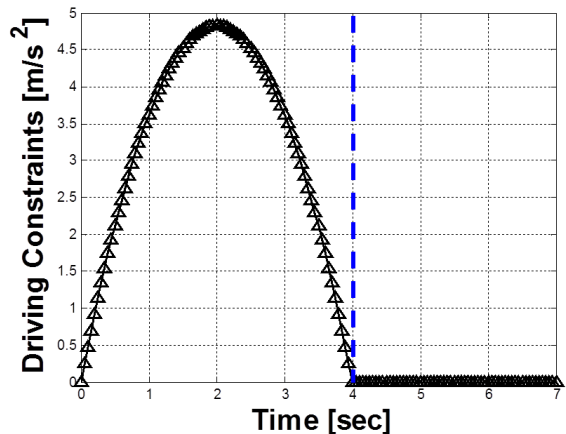


Fig. 4 Driving constraint in acceleration level

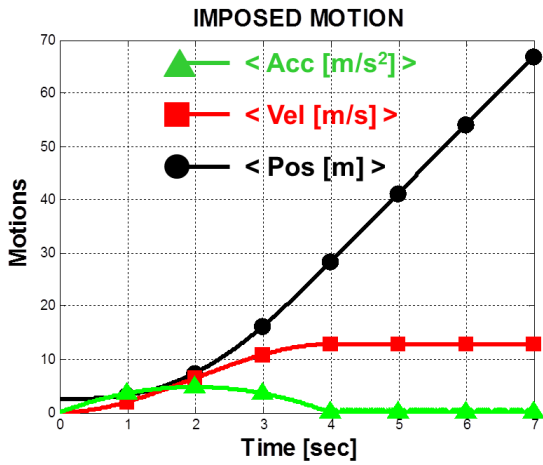


Fig. 5 Imposed motions of guided body

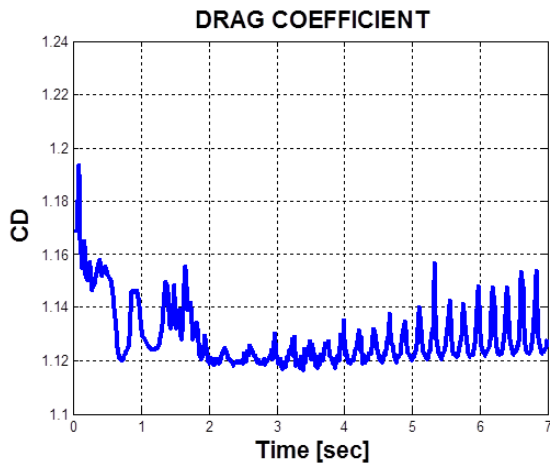


Fig. 6 Drag coefficient of protective tube at end point

3.2 항력 계수의 추출

식 (3)에서 보는 바와 같이 수직 유체 저항력은 식 (4)에 나타나 있는 항력 계수에 비례하게 된다. 따라서 항력 계수 역시 수직 유체 저항력을 발생 시키는데 있어 중요한 요소이다. Fig. 6 에는 폴립 과정에서 발생하는 보호 튜브 끝 단에 대한 항력 계수가 나타나 있다. Fig. 6 에서 보는 바와 같이 항력 계수는 1 보다 큰 값으로 작용하고 있음을 알 수 있다. Fig. 6에서 보는 바와 같이 보호 튜브의 끝 단은 유도체의 구동 가속도가 최대에 도달 할 때 까지는 보호 튜브가 폴립에 따라 수직 속도가 증가하면서 항력 계수가 낮아짐을 확인할 수 있다. 또한 유도체의 구동 최대 속도에 도달 이후에는 항력 계수의 증가와 반복이 반복적으로 발생하게 되는데, 이는 보호 튜브의 폴립에서 수직 방향의 속도 대비 접선 방향의 속도가 지배적으로 발생함을 의미하고, 보호 튜브의 폴립이 계속적으로 발생함에 의한 현상이다.

Table 3 Load at shear pin in experiment

Time [sec]	2	4	6	7
Load [kgf]	about 5	about 32	about 80	about 105

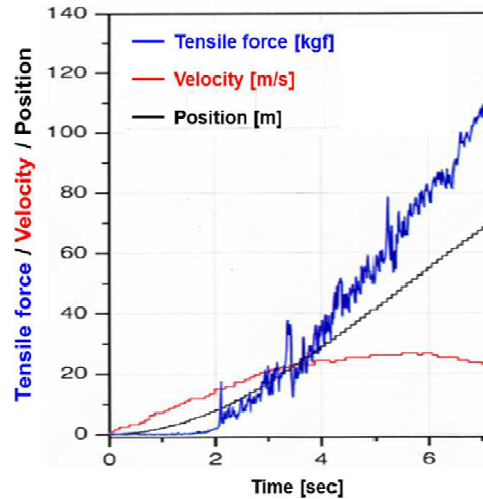


Fig. 7 Experimental data at shear pin

3.3 전단 핀의 동적 하중

Fig. 1(b)에서 보는 바와 같이 전단 핀이 파손됨으로 인해 유도체가 보호 튜브로부터 분리된다. 이 때, 전단 핀에 작용하는 하중을 정확히 예측하고 전단 핀을 설계함으로써 보호 튜브가 모두 풀린 시점에서 유도체가 보호 튜브로부터 분리되도록 해야 한다. 앞서 언급한 바와 같이 본 연구에서는 보호 튜브와 유도체를 질점으로 모델링 하였다. 이는 유도체가 고속 거동을 하게 되면, 진행 방향으로의 하중이 지배적이 지배적 역할을 하기 때문이다. 즉, 진행 방향 이외의 하중 및 발생 모멘트는 전단 핀의 설계 인자로 고려하지 않아도 무방한 하중 요소라 할 수 있다.

먼저 해석 결과의 신뢰성을 판단하기 위해 Fig. 7에서 보는 바와 같이 실험 결과를 첨부하였다. Fig. 7에서 보는 바와 같이 보호 튜브가 풀리는 과정 시 2초에서는 약 5 kgf, 4초에서 약 32 kgf, 6초에서 약 80 kgf, 7초에서 약 105 kgf의 하중이 발생함을 알 수 있으며, 이를 Table 3에 나타내었다. 구동 구속에 해당하는 Fig. 5와 Fig. 7의 이동 거리 및 속도가 오차는 있지만, 최대 속도 및 최대 속도에 도달하는 시간이 유사하므로 Fig. 7로부터 해석 결과를 검증하고자 한다.

Fig. 8 에는 진행 방향 축, 즉 x 축에 대한 전단

핀의 동적 하중분포가 나타나 있다. 해석 결과 2 초에서는 약 5 kgf, 4 초에서 약 45 kgf, 6 초에서 약 82 kgf, 7 초에서 약 100 kgf의 하중이 발생함을 알 수 있으며, 이를 Table 4에 나타내었다. 실험 결과와 해석 결과의 오차가 발생하는 것은 해석에서 적용되는 구동 구속이 실험에서 측정된 값을 정확히 반영할 수 없기 때문이다. 특히 구동 구속의 영향은 최대 속도에 도달해 가는 과정에서 두드러지는데, 이로 인해 4 초에서 약 13 kgf의 하중 차이가 발생한다. 하지만 초기 (2 초) 및 정상 상태에 도달한 시간 (6, 7 초)에서는 전단 핀의 하중 예측이 실험 결과와 유사함을 알 수 있다. 이 결과가 의미하는 바는 전단 핀에 발생하는 하중 및 하중 예측에 있어 보호 튜브 풀림의 초기에는 수직 유체 저항이 지배적으로 작용하며, 풀림 속도가 최대에 도달한 경우에는 접선 유체 저항이 지배적으로 작용한다는 것이다. 따라서 전단 핀에 작용하는 하중을 정확히 예측하기 위해서는 해석에서의 구동 구속 조건을 실험과 동일하게 적용해야 한다. 또한 Fig. 8에서 전단 핀에 작용하는 하중이 진동하는 것을 확인할 수 있는데, 이는 보호 튜브가 Fig. 2와 같이 패키지 주위로 권선되었기 때문에 나타나는 현상이다. 따라서 패키지 반경이 변경됨에 따라 전단 핀에 발생하는 하중 분포가 다양하게 나타날 수 있음을 유추할 수 있다.

Table 4 Load at shear pin in simulation

Time [sec]	2	4	6	7
Load [kgf]	about 5	about 45	about 82	about 100

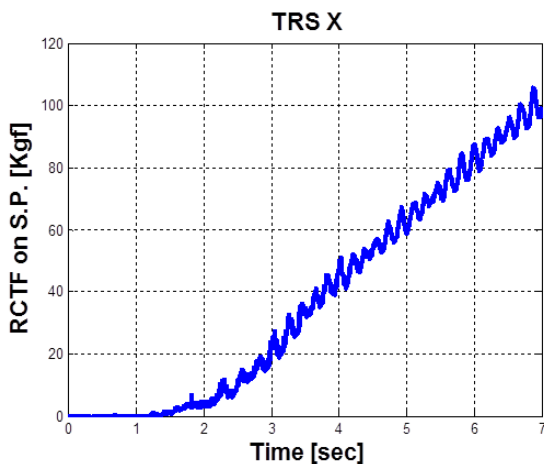
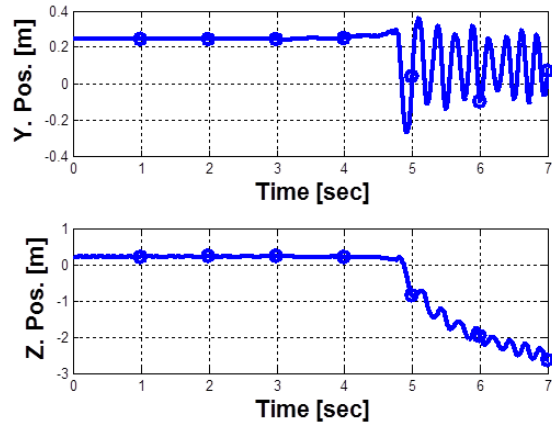


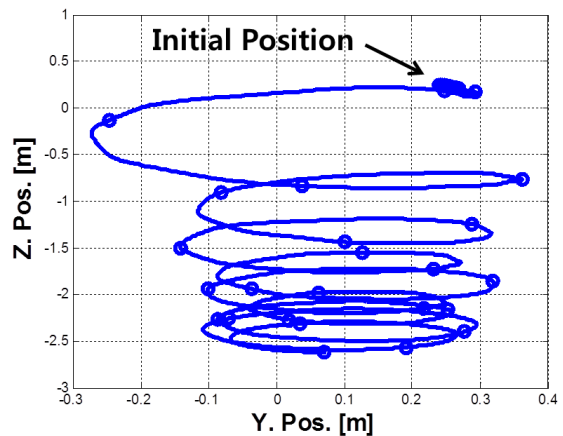
Fig. 8 Translational reaction force at shear pin

3.4 보호 튜브의 동적 거동

보호 튜브가 풀리는 과정에서 발생하는 보호 튜브의 동적 거동은 모함이 회피 기동 속도를 결정하는데 있어 중요한 역할을 하므로 이를 예측할 필요성이 있다. 하지만 Table 2에 나타난 바와 같이 70 m 길이 보호 튜브의 동적 거동을 수중에서 측정하는 것은 거의 불가능하다. 따라서 3.3 절에서 제시한 바와 같이 전단 핀에 작용하는 하중 예측 결과를 실험 결과와의 비교 검증은 바탕으로 보호 튜브의 동적 거동을 예측한다. Fig. 9(a)에는 보호 튜브 중간 지점의 시간에 대한 위치 정보가 나타나 있다. Fig. 9(a)에서 보는 바와 같이 패키지에 권선되어 있는 보호 튜브는 패키지와의 접촉에 의해 약 4.7 초 부근에서 패키지로부터 풀려 나가는 것을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 9(b)를 보면, 유체 저항과 더불어 중력 및 부력이 작용함으로써 보호 튜브의 중간 지점이 풀림 시간 7 초에서 약 2.5 m 갈아 앉는 것을 확인할 수 있다.



(a) Time vs. Y Pos. and time vs. Z Pos.



(b) Y Pos. vs. Z Pos. at 7 [sec]

Fig. 9 Behavior of protective tube at end point

4. 결 론

본 연구의 목적은 유도체의 운동과 함께 거동하고, 광 케이블을 보호하는 보호 튜브의 동적 거동을 분석하고 전단 편에 작용하는 동적 하중을 예측하는데 있었다. 70 m 에 해당하는 보호 튜브의 동적 거동은 수중에서 측정하기가 어려우므로, 전단 편에 작용하는 하중을 실험 결과와 비교 검증함으로써 예측 가능성을 확인하였고, 이를 바탕으로 보호 튜브의 동적 거동을 분석 하였다.

길이가 약 70 m 인 보호 튜브는 유체 저항 및 보호 튜브의 질량이 전단 편에 작용하는 동적 하중에 지배적이므로 보호 튜브는 질량이 관성 모멘트를 고려하지 않는 질점으로 모델링 하였다. 각 질점들을 연결하기 위해 일정 길이 구속 조건을 적용하여 모델링하였으며, 유체 저항력은 수직 및 접선 방향 속도의 제곱에 비례하는 수직, 접선 유체 저항을 고려하였다. 또한 실험 결과와 유사한 이동 조건의 구동 구속을 유도체에 적용하기 위해, 초기 속도 및 가속도가 0 이고, 4 초에 도달한 시점에서 최대 25 knot 의 이동 속도가 발생하도록 구동 구속을 적용하였다.

실험 결과인 Fig. 7 과 해석 결과인 Fig. 8 로부터 전단 편에 작용하는 하중은 풀림 초기(2 초) 및 풀림 속도가 최대에 도달한 시간(6, 7 초)에서는 실험 결과와 유사함을 확인할 수 있었으나, 최대 풀림 속도에 도달하는 시점(4 초)에서는 실험 결과와 차이가 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 해석과 실험에서의 유도체 구동 조건이 완벽히 일치하지 않음으로 인해 발생하는 것이다. 또한 전단 편 하중 분포가 진동하는 것은 보호 튜브의 초기 권선 형상에 의해 나타나므로 패키지의 권선 반경 역시 전단 편 하중 발생에 영향을 미치는 요인임을 유추할 수 있었다.

전단 편에 작용하는 하중 예측 값이 실험 결과와 유사하다는 결과를 바탕으로 보호 튜브의 동적 거동을 예측하였다. 이는 70 m 길이 보호 튜브의

동적 거동을 수중에서 측정하는 것은 거의 불가능하므로 해석 결과를 통해 동적 거동을 예측하고자 하였다. Fig. 9 에는 보호 튜브 중간 지점의 동적 거동이 나타나 있는데, Fig. 9 를 통해 패키지에 권선되어 있는 보호 튜브가 순차적으로 풀려 나감을 확인할 수 있었다. 또한 중력 및 부력을 고려하여 해석한 결과 풀림 시간 7 초, 즉 보호 튜브의 길이 만큼 풀린 경우 수중에서 약 2.5 m 정도 하강함을 예측할 수 있었다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소(ADD), 한국에너지기술평가원(KETEP) 및 부산대학교 자유과제 학술연구비(2 년)의 지원을 받아 연구되었음을 밝히며, 이에 감사 드립니다.

참고문헌 (References)

- (1) Nikraves, P. E., 1988, *Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems*, Prentice-Hall, Inc.
- (2) Gerhart, P. M., Gross R. J. and Hochstein J. I., 1992, *Fundamentals of Fluid Mechanics, 2nd Ed.*, Addison-Wesely Publishing Company.
- (3) Choo, Y. I. and Casarella M. J., 1971, "Hydrodynamic Resistance of Towed Cables," *Journal of Hydronautics*, Vol. 5, No. 4, pp. 126~131.
- (4) Lee, J. W., An, D. M. and Yoo, W. S., 2011, "Derivation of Equations of Motion of an Unwinding Cable from a Cylindrical Spool Package," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 25, No. 3, pp. 1287~1296.
- (5) Kim, K. W., Lee, J. W. and Yoo, W. S., 2012, "Effect of Gravity and Tangential Air Resistance on Unwinding Cable," *Nonlinear Dynamics*, Vol. 70, pp. 67~87.
- (6) Kiusalaas, J., 2005, *Numerical Methods in Engineering with Matlab*, Cambridge University Press.