

자동차용 파워스티어링 호스의 스웨이징 공정 유한요소해석

노기태*·전도형*·조진래†

(2003년 10월 9일 접수, 2004년 4월 8일 심사완료)

Finite Element Analysis of Swaging Process for Power Steering Hose

Gi-Tae Roh, Do-Hyung Jeon and Jin-Rae Cho

Key Words: Power Steering Hose(파워스티어링 호스), Swaging Process(스웨이징 공정), Nonlinear Finite Element Analysis(비선형 유한요소해석), Contact Force(접촉력), Total Equivalent Strain(총 등가변형률)

Abstract

The nonlinear finite element analysis for deformation characteristics of a power steering hose during the swaging process is performed in order to investigate the stress and the strain levels of the hose components. Power steering hose consists of components such as rubber hose, nylon, nipple and sleeve. Moreover, the numerical analysis requires the consideration of material, geometry and boundary nonlinearities. To evaluate the rubber hose strength, the measured stresses and strains are compared with tension and compression test data. Contact force is also a principal factor to examine whether rubber hose is break away from sleeve and nipple or not.

1. 서 론

파워스티어링은 운전자가 조향핸들을 돌리는 힘을 다른 힘, 즉 유압을 사용하여 힘을 보충해주는 장치이며, 파워스티어링 호스는 이 장치에 사용되는 작동유를 파워스티어링펌프로부터 조향기어박스로 전달하는 역할을 하는 유압호스를 말한다.

Fig. 1에서 보듯이 파워스티어링 호스는 크게 고무호스부분과 금구로 나눌 수 있으며 고무호스는 3개의 고무층으로 이루어져 있고 각 고무층 사이에 나일론으로 된 보강사로 구성되어 강도를 크게 개선시킨 호스라 할 수 있다. 금구는 니플과 슬리브로 구성되어 있으며, 니플은 호스 끝부

분에서 고무 호스 내부에 삽입되어 작동유가 흐르는 통로 역할을 하는 동시에 펌프측과 연결할 수 있게 구조를 이루고 있고, 슬리브는 금구와 호스간의 결합을 이루기 위해 스웨이징 공정을 통해 소성변형이 되는 부품이다.

이렇게 구성된 파워스티어링 호스는 자동차 작동유에 동시인접되어 약 150℃의 고온 고압의 유압이 유입되며, 엔진으로부터는 135℃이상의 고온을 받게 된다. 이러한 가혹한 환경에서 장시간 열과 반복적인 하중을 받으면 호스의 성능이 저하 될 뿐 아니라 고압호스와 금구가 체결된 부분에서 호스의 파손이 발생해 누유가 발생한다. 따라서 이러한 결합이 발생하는 원인을 찾고 제거하기 위해서 스웨이징(swaging)에 의한 파손우려가 가장 큰 부위인 금구(nipple, sleeve)와 고무호스의 체결부에 대한 연구가 필요하다. 외국의 경우 호스에 들어가는 보강사에 대한 연구⁽¹⁾ 및 호스의 파손⁽²⁾에 관한 연구가 진행되고 있으며, 국내의 경우 최근 유한요소법을 이용하여 고무호스

† 책임저자, 회원, 부산대학교 기계공학부
E-mail : jrcho@hyowon.pusan.ac.kr
TEL : (051)510-2467 FAX : (051)514-7640
* 부산대학교 대학원 기계설계공학과

의 기계적 거동에 대한 연구^(3,4)가 진행되고 있으나 아직은 미흡한 실정이다.

본 연구에서는 실제 자동차에 사용되고 있는 2단 조 파워스티어링 호스에 대하여 금구의 체결, 스웨이징 과정에 대한 유한요소해석을 실시하여 형상변화와 호스 내부에 발생하는 응력과 변형을 분포를 통해 기계적 특성을 고찰하였다. 특히 형상이 다른 두 모델을 비교함으로써 어떤 형상이 자동차용 파워스티어링 호스에 유리한지 비교 분석하였다. 두 가지 형태를 Fig. 2에서 나타내었으며 편의상 A, B형상으로 분류하였다. A형상은 슬리브의 두 지점을 조로써 눌러 결합시키는데 반해 B형상은 슬리브 전체를 눌러서 만든 형상이다. 또한 Fig. 3에서 보듯이 A형상의 경우 니플의 홈이 조의 두 결합지점과 일치하지만, B형상의 경우 니플의 홈이 왼쪽으로 몰려있다. 또한 B형상에서는 슬리브의 내면도 균일하게 홈을 생성시켜 A형상의 민자 형태와 차이가 있다.

2. 유한요소 모델링

스웨이징은 고무호스를 금구와 결합시키는 과정으로서 조는 금구와 고무호스간의 결합을 위한 공정을 맡고 있다. Fig. 3에서 첫 번째 조를 이용하여 슬리브와 니플을 결합시키고, 결합된 상태

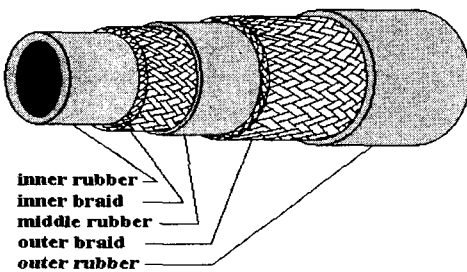
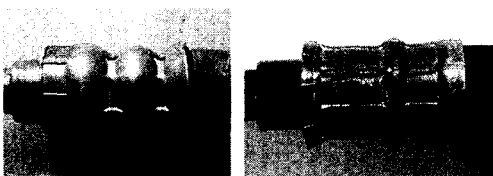


Fig. 1 Schematic view of power steering hose



(a) Type A (b) Type B

Fig. 2 Type of power steering hose

의 금구에 호스를 삽입한 후 두 번째 조를 이용해 슬리브를 소성 변형시켜 호스와 금구를 결합시킨다. 조는 모두 8개로서 원주방향으로 구성되어 있으며 대칭축 방향으로 75mm/s의 속도로 슬리브를 눌러 변형시키게 된다.

유한요소해석에 사용된 모델은 2차원 축대칭 형상으로 가정하여 해석하였다. 니플의 왼쪽은 지지대에 의해 고정되어 있고, 호스의 오른쪽에 스프링으로서 경계를 부여하여 사람의 힘으로서 지지되고 있는 상태를 나타내었다. Fig. 3의 (a), (b)는 각각의 모델에 대하여 유한요소격자와 경계 조건을 나타내고 있다.

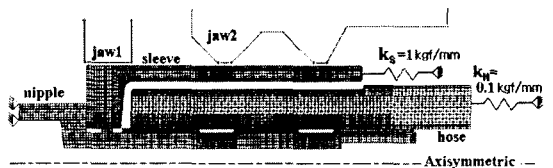
3. 유한요소정식화

파워스티어링 호스의 해석을 위해서는 기하비선형, 물성비선형, 접촉비선형과 같은 비선형 요소를 고려하여야 한다.

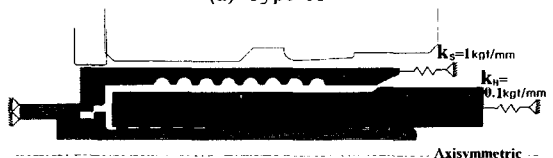
일반적인 탄성체의 유한요소 수식화를 고려하면 평형상태의 물체에 체적력 f_i 와 표면력 t_i 가 작용하고 하중경계조건과 변위경계조건이 주어졌을 경우 지배방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_{ij,j} + f_i &= 0 && \text{in } \Omega \\ \sigma_{ij} n_j &= t_i && \text{on } \partial\Omega_N \\ u_i &= u_i^* && \text{on } \partial\Omega_D \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 u_i^* 는 $\partial\Omega_D$ 에 부여된 변위경계조건, 그리고 n_j 는 단위법선벡터 성분을 의미한다.



(a) Type A



(b) Type B

Fig. 3 Boundary condition for finite element analysis

이 기본적인 변분 정식화에 기하학적 비선형, 물성 비선형 그리고 접촉조건을 고려하면 비선형 제약 변분 정식화가 된다.⁽⁵⁾

3.1 기하학적 비선형

Lagrangian 증분기법을 사용하여 시간 증분에 따른 표현식으로 $t+\Delta t$ 에서의 물체의 형상에 대한 평형상태를 시간 근사화하면 다음과 같은 변분 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\int_{\Omega} (\sigma_{ij})^{t+\Delta t} \delta(\epsilon_{ij})^{t+\Delta t} d\Omega = \int_{\Omega} \delta v_i (f_i)^{t+\Delta t} d\Omega + \int_{\partial\Omega_N} \delta v_i (t_i)^{t+\Delta t} ds \quad (2)$$

여기서 Cauchy 응력과 2차 Piola-Kirchhoff 응력은 다음과 같다

$$\begin{aligned} (\sigma_{mn})^t &= \frac{\rho^t}{\rho^0} (x_{m,i})_0^t (x_{n,j})_0^t (S_{ij})_0^t \\ (S_{ij})_0^t &= \frac{\rho^0}{\rho^t} (x_{i,m})_0^t (x_{j,n})_0^t (\sigma_{mn})^t \end{aligned} \quad (3)$$

한편 식 (3)에 의해 다음의 관계식을 정의할 수 있다.

$$\begin{aligned} \int_{\Omega} (\sigma_{ij})^{t+\Delta t} \delta(\epsilon_{ij})^{t+\Delta t} d\Omega \\ = \int_{\Omega} (S_{ij})_0^{t+\Delta t} \delta(e_{ij})_0^{t+\Delta t} d\Omega \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 라그랑지 변형률 텐서 e_{ij} 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (e_{ij})_0^t &= \frac{1}{2} [(u_{i,j})_0^t + (u_{j,i})_0^t + (u_{k,i})_0^t (u_{k,j})_0^t] \\ \delta(e_{ij})_0^t &= (x_{m,i})_0^t (x_{n,j})_0^t \delta(\epsilon_{mn})^t \end{aligned} \quad (5)$$

따라서 가상일의 원리에 의한 기하 비선형을 포함한 식은 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \int_{\Omega} (S_{ij})_0^{t+\Delta t} \delta(e_{ij})_0^{t+\Delta t} d\Omega \\ = \int_{\Omega} (f_i)_0^{t+\Delta t} \delta v_i d\Omega + \int_{\partial\Omega_N} (t_i)_0^{t+\Delta t} \delta v_i ds \end{aligned} \quad (6)$$

최종적으로 시간 $t+\Delta t$ 에서의 Total Lagrangian 정식화에 의한 선형화된 평형 방정식은 다음과

같다.

$$\begin{aligned} \int_{\Omega} (c_{ijrs})_0 (\epsilon_{rs})_0 \delta(\epsilon_{ij})_0 d\Omega + \int_{\Omega} (S_{ij})_0^t \delta(\eta_{ij})_0 d\Omega \\ = \int_{\Omega} (f_i)_0^{t+\Delta t} \delta v_i d\Omega + \int_{\partial\Omega_N} (t_i)_0^{t+\Delta t} \delta v_i ds \\ - \int_{\Omega} (S_{ij})_0^t \delta(\epsilon_{ij})_0 d\Omega \end{aligned} \quad (7)$$

3.2 물성 비선형

물성 비선형은 크게 금구의 소성영역에서 응력과 변형률의 비선형적인 거동과 초탄성재료의 경우 Fig. 4에서 보는바와 같이 인장과 압축시 곡선 형태로 거동하는 두 가지 경우이다. 특히 고무의 경우 거동을 변형률 에너지를 변형률 불변량으로써 식 (8)과 같은 Mooney-Rivlin 모델을 이용하여 나타낼 수 있다. 고무의 거동을 나타내는 대표적인 방법으로는 Ogden 모델과 Mooney-Rivlin 모델이 있으며, 특히 150%이하의 고무거동을 나타내는 경우 Mooney-Rivlin 모델이 실제와 유사한 거동을 잘 나타낸다. 본 연구에서는 고무의 거동을 보다 정확히 나타내기 위해서 식 (9)와 같이 James-Green-Simpson 모델⁽⁶⁾을 사용하였으며 이 모델은 실험결과와 매우 유사한 거동을 나타낸다.

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (8)$$

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_3 - 3) \quad (9)$$

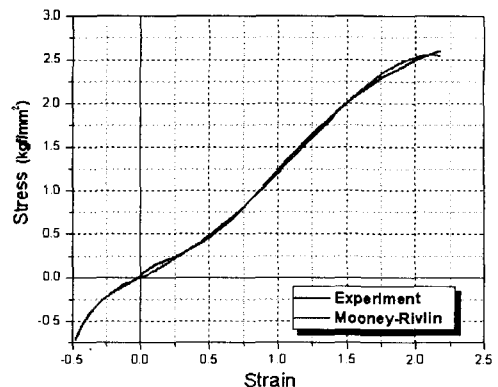


Fig. 4 Experimental data and third-order Mooney-Rivlin interpolation

Table 1 Third-order Mooney-Rivlin coefficients of rubbers for type A

	Outer rubber	Middle rubber	Inner rubber
C ₁₀	0.116422	0.123492	0.216193
C ₀₁	-0.0428092	-0.0195922	-0.111783
C ₁₁	0.0037528	-0.000904411	0.0285844
C ₂₀	-0.000634714	0.0103824	-0.00942989
C ₃₀	3.82493e-5	-0.000208256	0.000479049

본 연구에서 각 고무들의 비선형적 거동을 나타내기 위해 James-Green-Simpson 모델을 이용하였고 여기서 구한 상수값을 Table 1에서 나타내었다.⁽⁷⁾

슬리브와 니플과 같은 소성변형의 경우 응력 증분 및 변형률 증분의 관계에 의해 물성이 정의된다.⁽⁸⁾ 항복은 응력이 다음의 항복조건을 만족할 때 일어난다.

$$F(\sigma, x) = 0 \quad (10)$$

한편, flow rule은 다음과 같다.

$$d\epsilon^p = d\lambda \frac{\partial F}{\partial \sigma} \quad (11)$$

소성포텐셜을 식 (12)와 같이 정의하고 그것에 의한 변형률 증분은 식 (11)과 유사하게 식 (13)으로 나타낼 수 있다.

$$Q = Q(\sigma, x) \quad (12)$$

$$d\epsilon^p = d\lambda \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \quad (13)$$

그리고 변형률 증분 식을 다음과 같이 정의한다.

$$d\epsilon = d\epsilon^e + d\epsilon^p \quad (14)$$

$$d\epsilon = D^{-1}d\sigma + \frac{\partial Q}{\partial \sigma} d\lambda \quad (15)$$

소성 하중이 작용하여 응력이 식 (10)을 만족시키면 식 (10)로부터 다음 식이 유도된다.

$$dF = \frac{\partial F}{\partial \sigma_1} d\sigma_1 + \frac{\partial F}{\partial \sigma_2} d\sigma_2 + \frac{\partial F}{\partial x} dx = 0 \quad (16)$$

혹은,

$$\left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\}^T d\sigma - A d\lambda = 0 \quad (17)$$

여기서 $A = -\frac{\partial F}{\partial x} \frac{dx}{d\lambda}$ 로 정의된다. 식(15)와 식 (17)을 하나의 행렬로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} d\epsilon \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} D^{-1} & \left\{ \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right\} \\ \left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\} & -A \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} d\sigma \\ d\lambda \end{Bmatrix} \quad (18)$$

위의 행렬식 (18)에 의해 다음의 응력-변형률 증분 관계식을 유도할 수 있다.

$$d\sigma = D^{ep} d\epsilon \quad (19)$$

$$D^{ep} = D - D \left\{ \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right\} \left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\}^T D \left[A + \left\{ \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right\}^T D \left\{ \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right\} \right]^{-1} \quad (20)$$

3.3 접촉 비선형

접촉 문제는 미소 변위의 마찰이 없는 접촉에서 일반적인 마찰이 있는 대변형 비탄성 조건까지의 영역을 가진다.

2개의 물체가 접촉하는 경우, 물체 1의 한 지점 x 에 물체 2의 한 지점 y 가 접촉하는 경우, 먼저 S^c 를 물체 2에 접촉할 물체 1의 표면이라고 하고, f^{12} 를 S^c 상에 작용할 접촉력이라고 둔다. 그리고 f^{12} 를 법선성분과 접선성분으로 분해하면 다음과 같다.

$$f^{12} = \lambda n + t s \quad (21)$$

여기서, n 과 s 는 각각 y 지점에서의 단위 수직 및 접선 벡터를 의미한다.

한편, 수직접촉 조건은 다음과 같이 정의 된다.

$$h \geq 0, \lambda \geq 0, h\lambda = 0 \quad (22)$$

여기서 h 는 $(x-y) \cdot n$ 으로 정의된다. 무차원 변수 τ 를 다음과 같이 정의하면

$$\tau = \frac{t}{\mu\lambda} \quad (23)$$

최종적으로 마찰에 관한 쿨롱법칙은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} |\tau| &\leq 1 \\ |\tau| < 1 &\rightarrow \dot{u} = 0 \\ |\tau| = 1 &\rightarrow \text{sign}(\dot{u}) = \text{sign}(\tau) \end{aligned} \quad (24)$$

여기서, \dot{u} 은 두 물체의 상대 접선속도를 나타낸다. 식 (22)는 비침투에 대한 기하학적 조건이고, 식 (24)는 접선방향의 동적 마찰 조건을 각각 나타낸다.

이들 두 조건을 벌칙기법과 라그랑지 승수기법에 따라 변분 공식화 할 수 있다. 후자에 있어서 λ 와 τ 를 라그랑지 승수로 취급하고, 조건 (22)와 (24)를 각각 만족하는 함수를 w 와 v 로 다음과 같이 정의하면 다음 변분식 (26)으로 귀착된다.

$$w(h, \lambda) = 0, \quad v(\dot{u}, \tau) = 0 \quad (25)$$

$$\int_s [\delta\lambda w(h, \lambda) + \delta\tau v(\dot{u}, \tau)] dS^c = 0 \quad (26)$$

식 (26)은 앞의 비제약 변분정식화에 첨가하면 제약 변분 정식화가 된다.

4. 결과 및 분석

스웨이징이 완료된 후 금구는 소성변형을 일으키며 Fig. 5와 같은 형상이 된다. 조에 의해 슬리브는 두 곳이 움푹 들어간 형상으로 변형된다. 이 형상에서 움푹 들어간 부분은 니플의 홈 부분과 일치하게 되며 이 때 변형된 영향으로 고무호스에 접촉력이 발생하고 기하학적 형상에 의해서 고무가 금구에서 이탈되는 것을 방지해 준다. 스웨이징 후 두 형상은 슬리브에서 차이를 나타낸다. A형상은 두 지점에서 스웨이징 공정을 하여 국부적인 변형이 발생되었고 호스의 변형도 두 지점에 국한되어있는 반면, B형상은 슬리브 전체

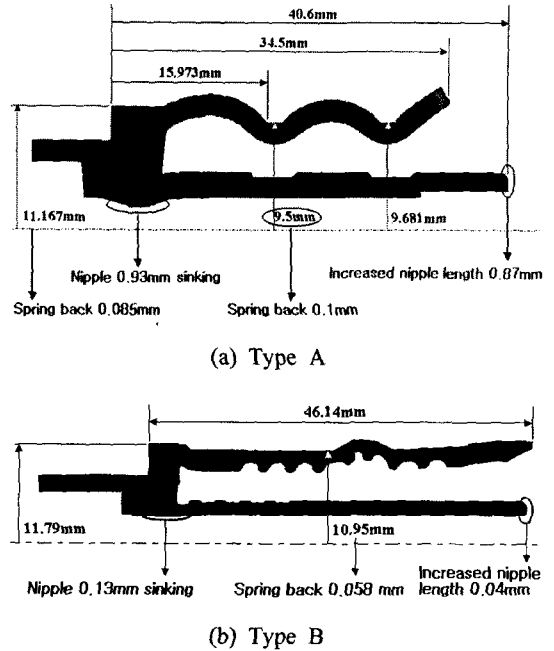


Fig. 5 Shape and size of power steering hose after swaging

가 변형되어 호스의 변형이 고르게 나타난다. 또한 스웨이징 후 금구는 미세한 스프링 백 현상이 발생하였다.

Fig. 6-9는 두 종류의 파워스티어링 호스를 스웨이징 후 고무부분에 대한 응력과 변형률 분포를 그래프로써 나타내었다. 여기서 나타낸 응력과 변형률 값은 진응력과 대수 변형률 값으로서 Fig. 4에서 나타낸 공칭응력과 변형률 그래프와 비교하기 위해서는 다음 식을 사용하여야 한다.

$$\sigma = \frac{s}{1+\epsilon} \quad (27)$$

$$\epsilon = \exp(e) - 1 \quad (28)$$

여기서 s 는 진응력, e 는 대수변형률이다.

이렇게 나타난 값을 비교 해 보면 조에 의해서 호스가 직접적인 압축 영향을 받는 곳에서 변형률과 응력이 높게 발생하고 있으며, 특히 고무가 금구의 각 모서리 지점과 맞닿고 있는 부분에서 응력과 변형률이 집중되고 있다.

B형상의 응력과 변형률 상태를 보면 A형상에 비해 7-8배 높은 수치의 변형률과 응력이 발생하고 있다. 파단응력을 기준으로 볼 때 고무의 파

손을 예상할 수 있지만 변형을 발생 위치가 금구의 가장 안쪽에 위치하고 있어 큰 영향은 없다고 할 수 있고, 오히려 이부분에서의 변형률이 큰 것은 외면고무와 슬리브 사이의 압착력이 매우 큼을 의미한다고 할 수 있다. 그리고 외면고무의 변형률 분포를 살펴보면 슬리브에 의해 눌러지는 부분과 슬리브와 접촉이 벗어나는 부분에서 변형률의 급격한 변화가 발생하였다.

한편, 고무호스층 사이에 보강사를 첨가하여 호스의 전체적인 강성을 보강하였는데 응력과 변형률을 고무와 비교하면 응력은 높게 나타나고 변형률은 낮게 나타난다. 보강사의 기능적인 측면에서 볼 때, 이러한 결과는 호스에 대해 긍정적인 효과라고 할 수 있다. 보강사는 고무와 접촉된 상태로 존재하기 때문에 고무의 변형을

억제하는 한편 변형에 의해 발생하는 힘의 대부분이 보강사에서 작용하게 됨을 알 수 있다. 여기서 보강사의 경우 등방성 물체로 가정하고 탄성계수를 입력하였으나 보다 정확한 결과를 위해서는 보강사를 정밀하게 모델링 하여야 한다. 그러나 현실적으로 보강사를 정밀하게 모델링 하는 것은 쉬운 작업이 아니며 또한 해석 시간측면에서도 비효율적이다. 보강사를 가장 비슷하게 표현할 수 있는 것이 rebar요소를 사용하는 것이다. Rebar요소란 모재 내부에 강화 섬유가 들어간 것으로 변수로는 섬유의 각도, 단면적, 섬유층의 수 등이 있지만 파워스티어링 호스에서 보강사의 꼬임에 의한 효과를 나타낼 수는 없다.

스웨이징 후 호스는 금구와 이탈되지 않게 잘 결합이 되어 있어야 한다. 그렇게 하기 위해서

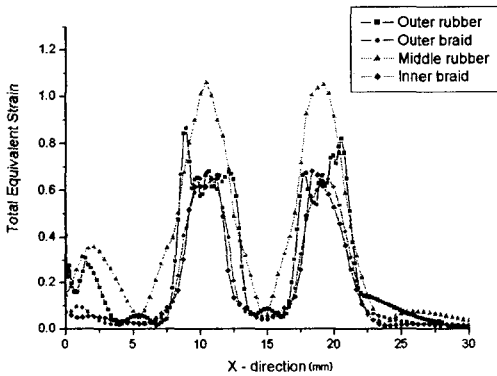


Fig. 6 Comparison of total strain at each part of type A

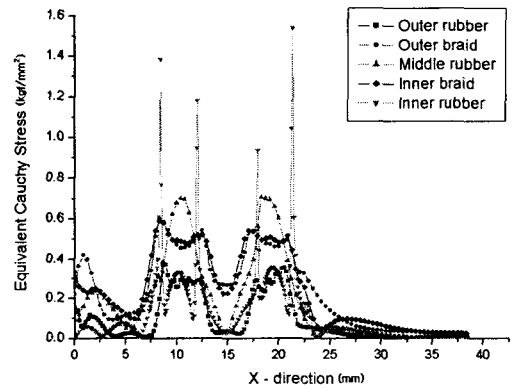


Fig. 8 Comparison of equivalent cauchy stress at each part of type A

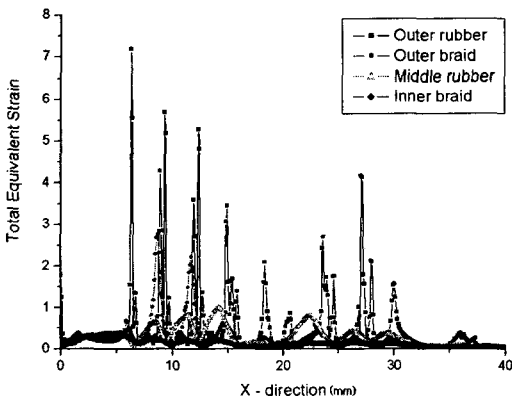


Fig. 7 Comparison of total strain at each part of type B

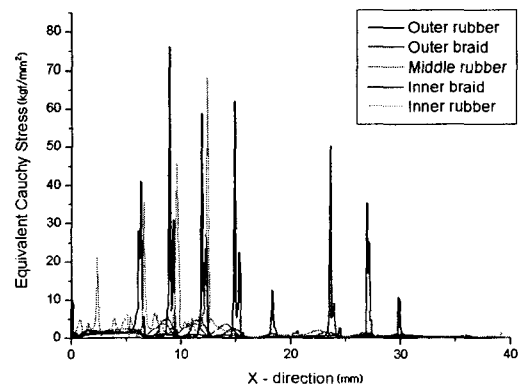


Fig. 9 Comparison of equivalent cauchy stress at each part of type B

금구는 고무호스의 이탈을 막는 역할을 해야 한다. 즉 금구가 고무 내부로 파고들어 파손상태에 놓여 있지 않는 이상 호스의 이탈은 금구의 표면과 고무 호스간의 마찰력으로써 결정된다. 일반적으로 고무와 금속간의 마찰계수는 1~3 사이의 다양한 값이 나타나게 된다. 그러나 둘 사이에 물이나 기름 등의 액체의 영향을 받을 때는 약 0.1~0.4 사이의 마찰계수가 나타난다.⁽⁹⁾

본 연구에서는 고무호스와 금구 사이의 수직력을 구하였고 여기에 호스의 형상이 축대칭 형상임을 고려해서 원주방향의 길이를 곱하여 그 크기를 측정하였다. Fig. 10과 11은 각각 A형상과 B형상의 외면고무와 내면고무에서 발생하는 접촉력을 슬리브의 가장 왼쪽 안쪽 면으로부터 거리에 따라 도시한 것이며, Table 2는 A,B형상에서의 접촉력을 나타내었다.

A형상의 내면고무에서 작용하는 접촉력 총합은 999kg_r이며 외면고무에서 작용하는 접촉력의 총합은 4850kg_r이다. B형상은 내면고무에서 작용하는 접촉력 총합이 4873kg_r이며 외면고무에서 작용하는 접촉력의 총합은 17888kg_r이다. A형상의 경우 조 하단부에서 접촉력이 집중적으로 크게 나타나는 반면 B형상에서는 조의 형태가 전체적으로 편평하므로 슬리브 내부에 있는 홈의 모서리와 닿는 부분에서 높게 나타났다. 두 그래프에서 외면고무와 슬리브, 내면고무와 니플 사이 발생하는 접촉력을 같이 나타내었는데 그 크기를 비교하면 B형상이 A형상보다 매우 높게 나타나고 있다. 이것은 슬리브의 국부적인 두 지점을 누르는 것보다 슬리브 전체를 누르는 형상이 접촉력 발생 측면에서 더 유리함을 알 수 있다.

또한 슬리브 내부의 홈은 고무호스가 쉽게 이탈되는 것을 막아 줄 뿐 아니라 접촉 면적을 증가시켜주는 작용을 하고 있다.

접촉력은 호스의 이탈뿐 아니라 작동유의 누설의 방지에 중요한 인자로 작용한다. 작동유의 누설은 크게 두 가지로 나눌 수 있는데 첫 번째는 고무의 파손에 의한 누설이며, 두 번째는 고무의 내면과 니플의 외면 사이로 작동유가 유입되어 이것이 점차적으로 증가하여 호스의 외면과 금구의 접촉면을 따라 작동유가 흘러 나가는 것이다. 고무 파손에 의한 누유발생이 아닌 이상, 누유는 호스와 금구 사이를 통해 누설이 될 것이며 누설을 방지하기 위해서는 크게 두 가지 방지책이 있다.

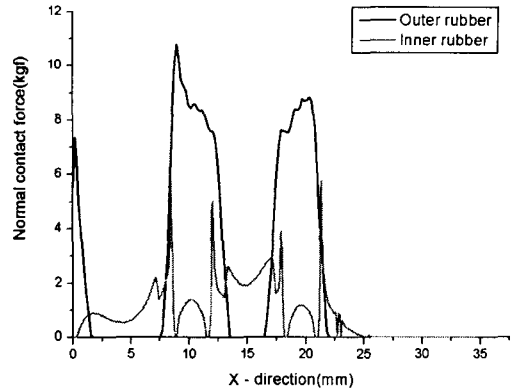


Fig. 10 Normal contact force of type A at out rubber and inner rubber

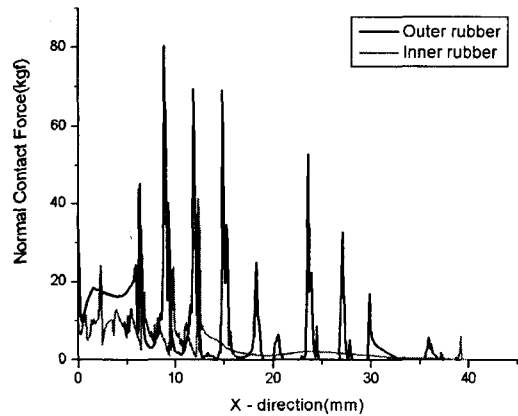


Fig. 11 Normal contact force of type B at out rubber and inner rubber

Table 2 Comparison of normal contact force at inner and outer rubber

	Nipple-inner rubber (kg _r)	Sleeve-outer rubber (kg _r)	Total (kg _r)
Type A	999	4850	5849
Type B	4873	17888	22761

첫 번째가 접촉력의 증가로 호스와 금구 사이 간격을 최소화시키는 것이며, 두 번째로는 누설되는 작동유의 흐름 방향을 방해하는 것, 즉 금구 내부에 많은 홈을 만들어 작동유의 유입이 발생하더라도 그 압력과 양을 점차적으로 줄일 수 있는 형상이 누유를 막을 수 있는 방법이라고 할

수 있다. 이상의 결과에서 A형상은 내면고무와 니플 사이의 접촉력이 B형상보다 적게 나타나고 있고 작동유의 유입을 방해할 수 있는 형상을 하고 있으므로 볼 때, B형상이 작동유의 누설 방지 측면에서 더 우수하다고 할 수 있다.

한편, A형상에 대하여 실제 이탈실험을 한 결과 약 1120kg의 힘으로 호스를 당겼을 때 금구와 이탈하였다. 유한요소해석에서 수직접촉력이 5849kgf으로 나타났으므로 이 결과를 이용하여 A형상의 금구와 호스간의 마찰계수를 역으로 산출하면 약 0.19를 얻을 수 있다. 그러나 정확한 마찰계수를 얻기 위해서는 스웨이정시 조의 행정거리를 다르게 하여 이탈력 측정 실험을 하고 이와 동일한 유한요소해석을 통한 접촉력을 구하여 이 결과로부터 산출된 마찰계수의 평균값을 사용하여야 할 것이다. 추후 이 형상을 개선할 경우 호스의 이탈에 대한 판단을 할 수 있는 기준이 될 수 있을 것으로 사료된다.

5. 결 론

본 논문에서는 금구의 형상이 다른 두 종류의 파워스티어링 호스를 실제와 같은 절차로 시뮬레이션 하였으며 각 부분에 발생하는 변형률과 응력 그리고 접촉력을 비교하였다.

B형상의 고무호스는 국부적으로 높은 변형률을 나타내었으며, A형상의 고무호스는 내면고무가 니플의 모서리에 맞닿는 부분에서 최대 변형률이 발생하였으며 파단변형률에 미치지지는 못하였다.

또한 보강사층에서 응력이 높게 나타나는 것은 보강사가 보강작용을 하고 있어 호스의 강성을 증가시키는 역할을 하고 있기 때문이다. 두 형상에 대한 접촉력 총합을 비교 하였을 때 B형상이 A형상에 비하여 약 4배 더 큰 접촉력이 발생하였다. 높은 접촉력은 마찰력과 직접적인 영향이 있기 때문에 슬리브 전체를 변형시키는 형상이 호스이탈 방지측면에서 더 좋은 결과를 얻을 수 있다.

한편 슬리브와 외면고무 사이에서 전체 접촉력의 80%가 작용하고 있기 때문에, 파워스티어링 호스의 이탈 방지를 위해서는 슬리브의 형상 변

경을, 작동유의 누설을 방지하기 위해서 니플의 형상을 변경하여 설계를 해야 한다.

후 기

본 연구는 산자부 지역전략산업 석박사 인력양성사업(2003.6-2006.4)과 (주)화승 R&A 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Entwistle, K. M., 1981 "The Behaviour of Braided Hydraulic Hose Reinforced with Steel Wires," *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 23, Issue 4, pp. 229~241
- (2) Dieter Lietze, 1997, "Requirements in the Strength of Rubber Hose Assemblies for High Pressure Acetylene," *Journal of Hazardous Materials* 54, pp. 227~240
- (3) Kim, H. J. and Kim, B. T., 2001, "Effect of the Friction on the Mechanical Behavior of a P/S Hose in Swaging," *Proc. of KSAE 2001 Autumn Meeting*, pp. 1016~1022.
- (4) Roh, G. T., Jeon, D. H., Choi, J. H. and Cho, J. R., 2003, "Heat-Pressure Characterization of Power Steering Hose by Finite Element Analysis," *Proc. of KSME 2003 Spring Meeting*, pp. 409~414.
- (5) Bathe, K. J., 1994, *Finite Element Procedures*, Prentice Hall.
- (6) James, A.G., Green, A. and Simpson, G.M., 1975, "Strain energy functions of rubber I, J." *Appl. Polymer Sci.* Vol. 19, pp. 2033~2058.
- (7) MARC Users Manual Vol. A *Theory and User Information*
- (8) Zienkiewicz, O. C. and Taylor, R. L., 1991, *The Finite Element Method*, 4th ed., Vol. 2., McGraw-Hill.
- (9) Kim, W.D., Lee, H. J., et al., 1999, "Design and Analysis of the Hyperelastic Rubber Mechanical Components," *Korea Institute of Machinery & Materials, Report 98-NG-01-03-A-01*, pp. 203~230.