

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-A.2010.34.1.91

충격 압력을 받는 파워스티어링 시스템의 고압호스 수명 예측[§]

이기천* · 김형의* · 박종원* · 이종황** ·

정원옥** · 임영한*** · 황권태**** · 이영신**** · 김재훈****†

* 한국기계연구원, ** 현대기아자동차 연구개발 총괄본부, *** (주)화승 R&A, **** 충남대학교

Life Prediction for High Pressure Hose of Power Steering System by Impulse Pressure Test

Gi Chun Lee*, Hyoung Eui Kim*, Jong Won Park*, Jong Hwang Lee**, Won Wook Jeong**, Young Han Lim***, Kwon Tae Hwang****, Young-Shin Lee**** and Jae Hoon Kim****†

* Reliability Assessment Center, Korea Institute of Machinery & Materials

** Durability & Reliability Team, Hyundai & Kia Corporate Research & Delopment Division

*** Reliability Assessment Team, Hwaseung R&A Co., Ltd,

**** BK21 Mechatronics Groups, Dept. of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University

(Received August 17, 2009 ; Revised September 16, 2009 ; Accepted September 17, 2009)

Key Words: Hydraulic Hose(유압호스), Life Prediction(수명예측), Impulse Test(충격시험), Calibrated Accelerated Life Test(조절형 가속수명시험)

초록: 유압호스는 적용되는 압력에 따라서 저압, 중압, 고압으로 구분되어진다. 승용차의 파워스티어링 시스템은 저압부와 고압부 시스템으로 구분되어질 수 있다. 본 연구의 목적은 차량이 회전할 때 발생하는 충격압력이 고압호스부에 적용될 때 수명을 예측하는 것이다. 내부와 외부 조건을 조절하기 위해서 충격 압력과 작동유의 온도는 충격압력 시스템에서 제어되는 것이 필요하다. 충격압력 시험에서 압력과 작동유 온도만을 조절하여 얻은 결과는 고압호스의 수명을 예측하기 위한 조절형 가속수명시험을 적용하였으며, 또한 유한요소법으로 스웨이징부를 해석하였다.

Abstract: The hydraulic hose can be divided with the low pressure, the medium pressure, and the high pressure hose according to the applied pressure. The power steering system in a passenger car can be divided with the high pressure and the low pressure hose. This study deals with the life prediction for high pressure hose to be given impulse pressure which was generated in turning the car. To adjust with external and internal condition, impulse pressure and oil temperature need to be controlled with impulse test system. The result, which is only controlled with the pressure and oil temperature, adapted Calibrated Accelerated Life Test(CALT) method to predict the life of the high pressure hose and analyzed the swagging part by finite element method during the impulse test.

- 기호설명 -

- f(t) : 확률밀도함수(Probability Density Function)
F(t) : 누적분포함수(Cumulative Distribution Function)
R(t) : 신뢰도 함수(Reliability Function)
h(t) : 고장률 함수(Hazard Function)
β : 형상모수(Shape Parameter)
θ : 척도모수(Scale parameter)

- L : 수명
A : 상수
P_test : 시험압력
P_field : 현장 조건에서의 실제압력
AF : 가속계수

1. 서론

§ 이 논문은 2009년도 재료 및 파괴부문 춘계학술대회 (2009. 4. 23-24, 제주대) 발표논문임
† Corresponding Author, kimjhoon@cnu.ac.kr

자동차, 산업기계, 공작기계 및 기타 선박용 기계에 널리 사용되고 있는 고압 호스(1)는 일반적으로 인장력에 대한 저항강도를 증대시키기 위하

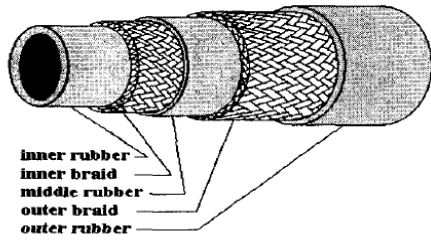


Fig. 1 Structure of High Pressure Hose

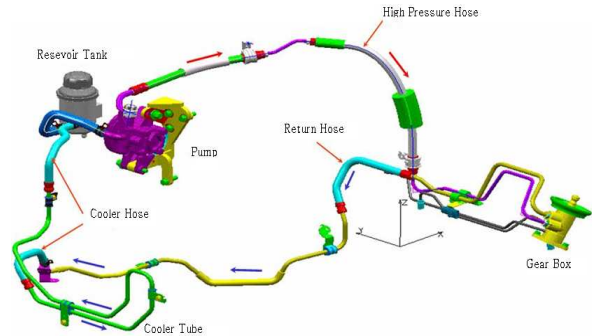


Fig. 2 Layout of power steering system

여 고무 내부에 강선이나 합성섬유 등의 보강층을 포함하고 있다.⁽²⁾ 고압호스는 내면층, 보강층, 중간층, 보강층 및 외면층으로 Fig. 1과 같이 구성되어 있다.⁽³⁾ 내면층은 고압호스의 기밀을 유지하고 통과 유체에 대하여 화학적이거나 물리적인 성질에 견뎌내야 한다. 보강층은 주어지는 압력에 견딜 수 있도록 내압력을 강화시켜 주는 근육 역할을 하며 호스의 안정성을 위한 물리적 성능은 보강재의 종류 및 보강 방식에 따라 달라진다.

고압 호스에서 누유는 호스의 수명을 결정하는 가장 중요한 인자이며, 주로 고압호스 부품은 스웨이징 작업을 통하여 양단의 금구와 체결될 수 있도록 되어 있다.

Fig. 2는 승용차의 파워스티어링 시스템을 나타내는 것으로 사용되는 호스에는 고압 호스, 저압 호스, 리턴 호스로 구분하여 적용할 수 있다. 본 연구에서는 파워스티어링 시스템의 고압호스에 대한 주요 고장모드 분석을 통하여 고장의 원인이 무엇인지 분석하고, 고장을 일으키는 주요 인자로 알려진 압력과 온도 중 압력을 가속 인자로 두어, CALT Method⁽⁴⁻⁶⁾ (Calibrated Accelerated Life Test Method)에 의한 실험계획을 수립하고, 시험을 수행하여 CALT Method에 의한 수명 예측과 가속 수명 시험을 통하여 얻은 수명데이터가 비교적 일치하는 것을 확인하는 것을 목적으로 한다. 또한 고압호스는 고압의 압력을 슬리브(Sleeve)와 니플(Nipple)로 스웨이징 되어 있는 금구부에서 잡아주어야 배관라인의 역할을 할 수 있으므로 이를 위해서는 스웨이징부에 대한 해석을 통하여 어느 부분에서 응력 및 변형률 분포가 집중되는지에 대해서 분석하여 고압호스에서 발생하는 고장모드인 누유를 방지하기 위한 대책을 세우고자 스웨이징부에 대한 유한요소 해석을 실시하여 분석하는 것을 목적으로 한다.

2. 본 론

2.1 수명해석 이론

수명 분포-고압 호스의 수명분포는 누유, 파열, 열화 고장이 잘 반영되는 와이블 분포를 사용한다. 와이블 분포는 분포의 형태를 결정하는 형상 모수와 수명에 특성을 갖는 척도 모수로 구성되어 있으며, 고장 시간 t에 대한 함수들은 다음과 같다.

$$f(t) = \frac{\beta}{\theta} \left(\frac{t}{\theta}\right)^{\beta-1} \exp\left[-\left(\frac{t}{\theta}\right)^\beta\right] \quad (1)$$

$$(t > 0, \beta > 0, \theta > 0)$$

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{\theta}\right)^\beta\right] \quad (2)$$

$$R(t) = 1 - F(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{\theta}\right)^\beta\right] \quad (3)$$

$$h(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = \frac{\beta}{\theta} \left(\frac{t}{\theta}\right)^{\beta-1} \quad (4)$$

고압호스의 가속 모델은 압력에 대한 역자승 모델의 형태로 식 (5)와 같이 정의될 수 있으며, 식 (5)를 사용하여 가속계수를 얻을 수 있다.

$$L = A \cdot P^{-n} \quad (5)$$

$$AF = \left(\frac{L_{field}}{L_{test}}\right) = \left(\frac{P_{test}}{P_{field}}\right)^n \quad (6)$$

2.2 반복 가압 압력 파형 및 주파수

SAE J 343⁽⁷⁾ 및 ISO 8032⁽⁸⁾ 등에서는 유압호스의 반복 가압 압력 파형을 사각파형으로 정의하고 있으며, 충격 주기는 0.5~1.25 Hz로 규정하고

Table 1 Failure mode for high pressure hose

Primary components	Function	Failure modes	Failure mechanism	
Sleeve part	Coupling and keeping pressure	Leakage	1-1	Fracture by over pressure
			1-2	Outside corrosion
			1-3	Crack by impulse pressure
High pressure hose	Keep pressure and delivery flow	Leakage	2-1	Bursting by over pressure
			2-2	Degradation and crack
			2-3	Decrease chemical components by oil contamination
			2-4	Decrease lubrication characteristic
			2-5	Fatigue by vibration
			2-6	Damage reinforced ply
			2-7	Fatigue crack by impulse pressure

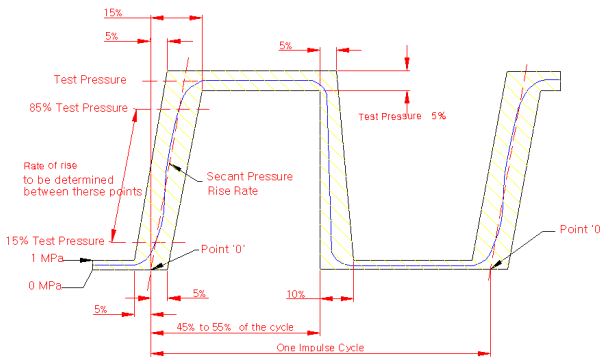


Fig. 3 Impulse wave for high pressure hose

있다. 실제 시스템에서 충격압력의 발생은 자동차가 저속 운전 시와 정지 시 방향 전환을 하기 위해서 핸들을 조작할 때 유압시스템에 충격압력을 발생하는 것을 관찰할 수 있으며, 이러한 쇼크의 발생으로 인하여 시스템 전체에 누적되는 손상을 발생시켜 누유⁽⁵⁾를 발생시킨다. 실제 시스템에서는 충격압력 뿐만 아니라 주변 환경인 온도 조건의 변화, 진동의 전달 등으로 인하여 누유의 원인은 여러 가지로 Table 1에서 확인할 수 있다. 그러나 본 연구에서는 단지 압력만을 가속하여 반복가압 파형을 Fig. 3과 같이 시험을 진행한다.

2.3 CALT 방법

두 번째 응력수준은 첫 번째 응력수준에서 보다 10% 낮은 지점이다. 첫 번째와 두 번째의 응력 수준에

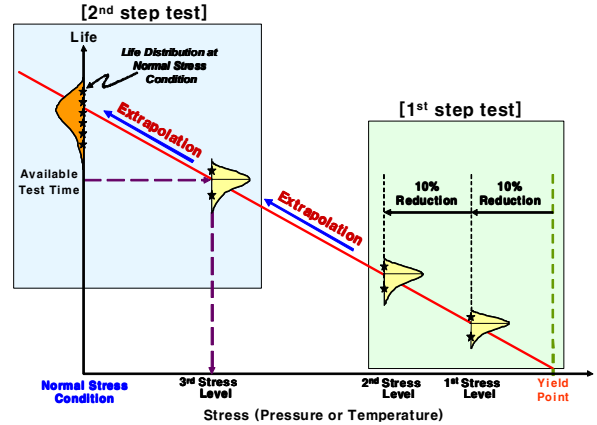


Fig. 4 Explanation for CALT method

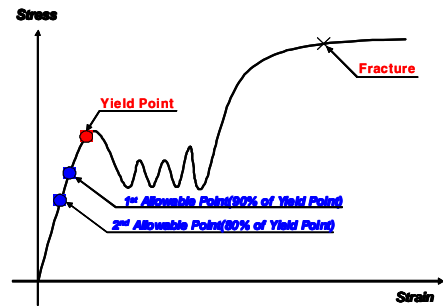


Fig. 5 Allowable limit at Stress-Strain curve

서 수명데이터는 가속계수가 크게 발생하여 시험이 단기간에 수행될 수 있으며, 이를 기준으로 3번째 응력 수준을 선정하고 시험하여 첫 번째와 두 번째에서 수행된 시험을 외삽법을 이용하여 실제적인 조건에서의 수명을 Fig. 4와 같이 예측한다. Fig. 5는 첫 번째 응력수준을 선정하기 위해 강재를 예로 하여 항복점 아래에서 선정할 것을 권유하고 있다.

2.4 수명시험 계획

고압호스의 가속인자인 압력을 고려하여 압력조건에서는 상온 파열 압력을 확인하여 본 결과 680 bar에서 파열이 발생하므로 수명시험을 하기 위한 압력은 이보다 낮은 35 MPa, 30 MPa, 25 MPa에서 순차적으로 시험을 진행하고, 실제 사용조건인 9 MPa에서의 사용 수명을 예측할 수 있도록 한다.

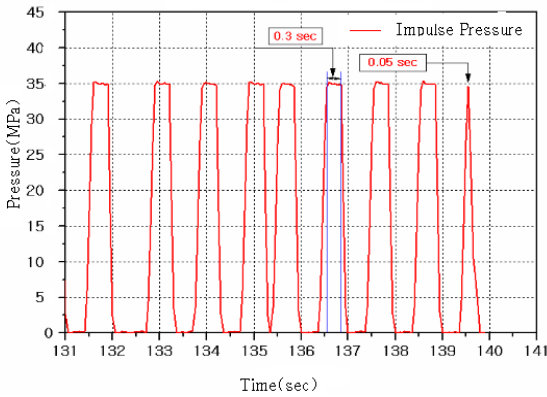
3. 시험 결과 및 Weibull 분석

3.1 시험 결과

Table 2에서와 같이 시료 2개를 35 MPa에서 충

Table 2 Cycle and pressure condition for life test

No.	Cycles	Pressure(MPa)
1	122	35
2	151	35
3	180	30
4	302	30
5	1409	25
6	1714	25

**Fig. 6** Impulse pressure during the test

격압력 시험을 진행하여 각각 122 사이클과 151 사이클에 파열이 발생하였고, 시료 2개를 30 MPa에서 180 사이클과 302 사이클에 발생하였으며, 시험 중 가장 낮은 압력인 25 MPa에서는 각각 1409 사이클과 1714 사이클에 파열이 발생하였다.⁽⁴⁾

Fig. 6은 시험 진행중의 Impulse pressure을 나타내고 있다.

3.2 Weibull 분석

실제 사용 수준(9 MPa)에서의 Weibull 분석을 실시한 결과 형상모수는 4.6364, 척도모수는 2.48×10^6 , MTTF는 2.37×10^6 , B10수명은 1.53×10^6 로 수명이 예측되었다. 분석결과에 의해 구해진 데이터는 실제 현장에서 사용되는 조건으로 변환하며, 직업이나 운전습관 등에 따라 다르지만 고압호스에서 받는 충격압력은 추정치 및 일반 도로 운전 등을 고려하여 평균적으로 300회를 1일에 대한 사용회수로 정의하면, 1년에 109,500회이며, 10년에 1,095,000회이다. 이를 등가평균수명으로 확인하며, B10 수명 1.53×10^6 이다.

4. 스웨이징부 유한요소 해석

4.1 해석 이론

스웨이징부에 대한 해석은 고압호스 조립체에서 압력을 받는 부분에서 고무와 강(steel)부와의 연결부로 이러한 부분에서 응력집중 등 고장모드인 누유를 발생시킬 수 있는 원인을 제공하기 때문에 해석 및 분석이 필요하다. 유압호스의 엘라스토머(elastomer) 재료에 발생하는 응력을 계산하기 위해서는 일반적으로 불변량(invariant) 또는 연신비(stretch ratio)로 정의되는 변형률 에너지 함수가 필요하다. 재료의 거동이 비압축성일 경우 다음과 같은 구속 방정식이 성립된다.

$$\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 = 1 \quad (7)$$

여기서 λ_i 는 주연신비를 나타내며, 변형률 불변량은 아래와 같이 정의된다.

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (8)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (9)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (10)$$

비압축성 엘라스토머 재료에 대한 일반화된 무니-리블린 모델(Mooney-Rivlin model)의 변형률 에너지 함수는 다음 식으로 나타낸다.

$$W = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^n C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (11)$$

여기에서 재료상수 C_{ij} (단, $C_{00} = 0$)는 실험 데이터로부터 구할 수 있다.

갱신 라그랑지 정식(updated Lagrange formulation)에서 변형률은 진변형률 또는 대수 변형률이며, 다음과 같이 코시-그린텐서(Cauchy-Green tensor) b_{ij} 를 사용하여 정의할 수 있다.

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \ln b_{ij} \quad (12)$$

변형률 에너지 함수가 정의되면, 응력과 재료의 구성 텐서(constitutive tensor)를 각각 다음 식과 같이 구할 수 있는데 이 때의 응력은 코시응력 또는 진응력에 해당한다.⁽¹⁾

$$\sigma_{ij} = \frac{2}{J} \frac{\partial W}{\partial b_{ik}} \partial b_{kj} \quad (13)$$

$$E_{ijkl} = \frac{4}{J} \partial b_{im} \frac{\partial^2 W}{\partial b_{mj} \partial b_{km}} \partial b_{nl} \quad (14)$$

여기서 J는 자코비안(Jacobian)이며, 다음 식으로 정의된다.

$$J = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 = (\det b_{ij})^{1/2} \quad (15)$$

4.2 해석 결과

Fig. 7은 본 연구에서 시험 대상체로 사용된 유한요소 모델을 나타내고 있으며, 슬리브(sleeve)와 호스와 니플(nipple)로 구성되어 있다. 해석모델은 사용 프로그램인 ANSYS 11.0을 사용하여 대변형 및 접촉에 대한 해석을 수행하였다. 해석의 단순화를 위해서 고무부분에 대해서 실험값을 넣지 않고

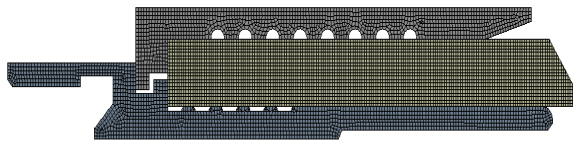


Fig. 7 Mesh generation model

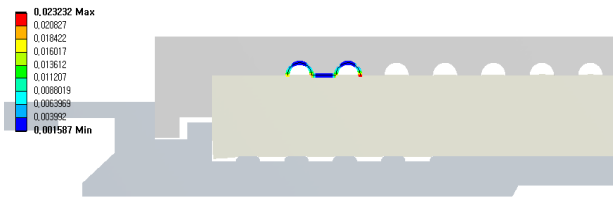


Fig. 8 Equivalent(von-Mises) stress model for the sleeve

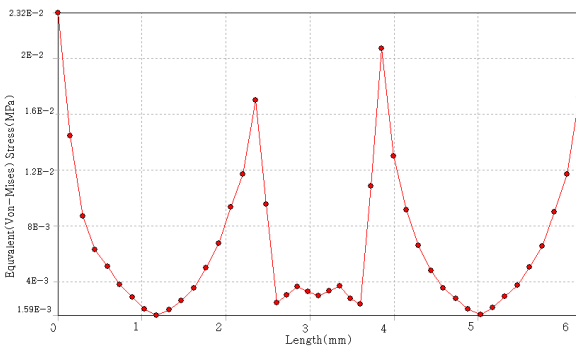


Fig. 9 Equivalent(von-Mises) stress distribution

상용프로그램에서 제공하는 값을 입력하여 해석하여 전체적인 스웨이징 과정에서의 응력 및 변위 분포를 확인하였다.

Fig. 8은 금구부의 슬리브에서 압력을 받는 고압호스의 이탈력을 증대시키기 위해서 홈을 만들어 스웨이징을 하는 부분에서의 응력 분포(Equivalent(von-Mises) stress)를 확인하는 부분에 대한 모델을 나타내고 있으며, Fig. 9는 날카로운 모서리에 해당하는 부분에서 응력집중이 생김을 확인할 수 있다. 이러한 현상은 고온, 고압, 진동의 복합환경 조건에 노출되어 외피 고무를 손상시키게 되어 결과적으로 누유를 유발하는 원인이 된다. Fig. 10은 스웨이징 과정에서 슬리브와 니플 사이에서의 고무 부분에 대한 응력분포를 나타내고 있다. Fig. 11과 12는 금구부 사이에서 압축력으로 인한 고무 끝단 부위에서 발생하는 응력 분포를 나타내고 있다. 중간 부위에서 발생하는 응력은 슬리브와 니플 사이의 간격으로

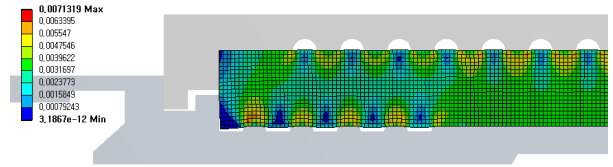


Fig. 10 Equivalent(von-Mises) stress distribution for the rubber part

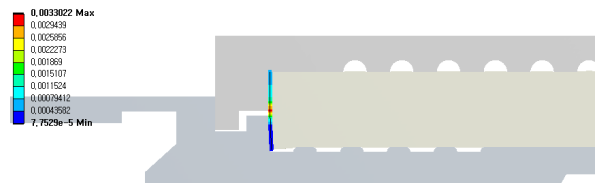


Fig. 11 Equivalent(von-Mises) stress model for end of rubber part

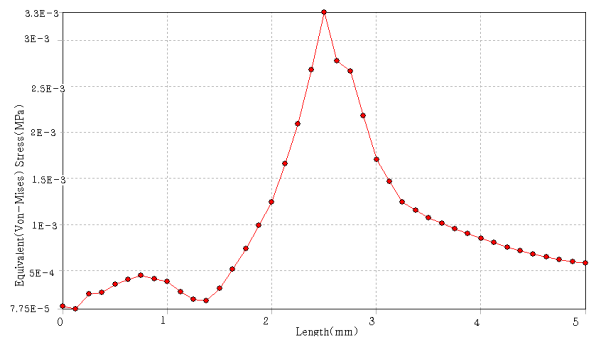


Fig. 12 Equivalent(von-Mises) stress distribution for the end of the rubber part

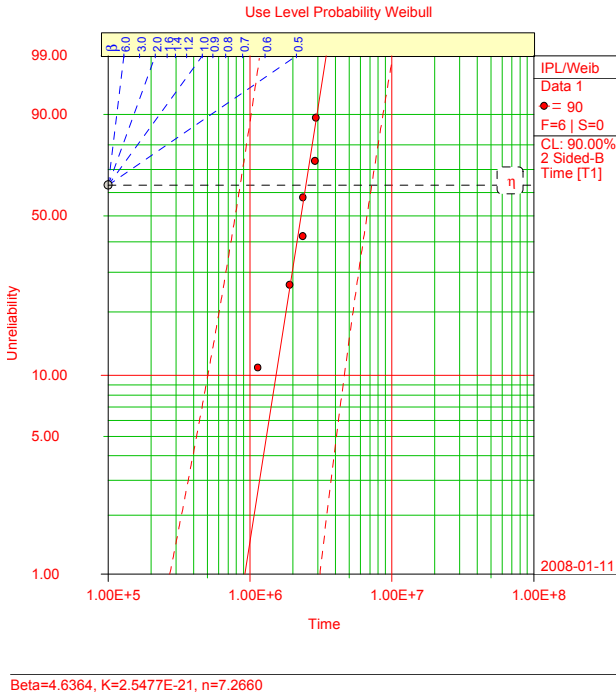


Fig. 13 Weibull plot with field condition(9 MPa)

인하여 구속이 없는 상태가 되어 발생하는 현상으로 생각된다.

5. 결론

본 연구에서는 파워스티어링 고압호스의 주 고장 모드에 가장 큰 영향을 주는 압력을 가속 인자로 선정하여 가속수준을 결정하고 가속시험을 수행하였다. Fig. 13은 각 조건에서 고장이 발생한 사이클을 나타냈으며, 파워스티어링용 고압호스의 반복 가압에 의한 누유 고장모드의 경우 B_{10} 수명 153만 사이클의 수명을 예측하였다. 이러한 가속수명 시험은 실제 제품 개발시 적은 비용과 시간을 활용하여 신뢰성의 확인과 품질향상을 기대할 수 있다. 또한 본 연구에서는 압력에 대해서만 가속인자로 선정하여 시험을 진행하였고 온도도 130 °C에서 진행하였으나, 보다 정확한 수명을 예측하기 위해서는 실제 사용 온도인 90 °C에서 시험을 진행하여 예측하였으면 보다 정확한 예측 수명이 나왔으리라 사료된다.

유한요소해석을 통하여 고압호스의 스웨이징부에

대한 응력 분포를 확인할 수 있었으며, 스웨이징 과정에서 날카로운 모서리 부분은 해석결과와 마찬가지로 응력 집중현상이 발생함을 확인할 수 있었다. 고압호스의 실제 사용조건에서는 온도가 고압호스의 누유와 밀접한 관련이 있으므로, 가속인자를 온도와 압력을 고려한 가속 모델을 적용하여 시험을 수행하면 보다 정확한 수명 예측이 될 것이다.

참고문헌

- (1) Evans, C. W., 1980, "Testing Requirements for Hydraulic Hose," *Polymer Testing*, Vol. 1, No. 1, pp. 39-49.
- (2) Kim, B. T. and Kim, H. J., 2003, "A Study on the Deformation Characteristics of a High Pressure Hose with respect to the Swaging Strokes," *KSOE*, Vol. 17, No. 4, pp. 37~42.
- (3) Roh, G. T., Jeon, D. H. and Cho, J. R., 2004, "Finite Element Analysis of Swaging Process for Power Steering Hose," *KSME*, Vol. 28, No. 6, pp. 747~754.
- (4) Kang, B. S., Kim, H. E., Park, J. W., and Yoo, Y. C., 2008, "Development of Accelerated Life Test Method for Pneumatic Cylinder," *Proceedings of the 51st National Conference on Fluid Power*, Las Vegas, Nevada, USA.
- (5) Lee, G. C., Park, J. W., Kim, H. E., Lee, J. H., Jeong, W. W. and Kim, J. H., 2008, "Life Prediction for High Pressure Hose of Power Steering System by Impulse Pressure Test," *Proceeding of KSME 2008 Spring Meeting*, pp. 44~46
- (6) Evans, C. W. and Manley, T. R., 1986, "Factors Affecting the Impulse Testing of Hydraulic Hose," *Polymer Testing*, Vol. 6, No. 2, pp. 135~149.
- (7) SAE standard, 2001, "Test and Test Procedures for SAE100R Series Hydraulic Hose and Hose Assemblies SAE J343," *SAE Standard REV Jul 2001*.
- (8) International Standard ISO, 1997, "Rubber and Plastics Hose Assemblies Flexing Combined Hydraulic Impulse Test Half-Omega Test," *International Standard ISO*.