

# 디젤엔진 연료분사관의 자긴가공

고승기<sup>†</sup>·송원주\*·서광선\*\*·최현선\*\*\*

## Autofrettage of Fuel Injection Pipe for Diesel Engine

Koh, S.K., Song, W.J., Seo, K.S. and Choi, H.S.

**Key Words:** Autofrettage(자긴가공), Fuel Injection Pipe(연료분사관), Overstrain Level(자긴도), Residual Stress(잔류응력)

### Abstract

In order to investigate the optimum condition of the autofrettage process for the diesel engine injection pipe, different values of autofrettage pressure, pressure rising time, pressure holding time, and repetition of autofrettage process were applied. Autofrettage was performed by applying the hydrostatic internal pressures of 603 MPa, 535 MPa, 500 MPa on the fuel injection pipe, corresponding to theoretically 50%, 30%, and 20% overstrain levels, respectively. The autofrettage residual stresses in the injection pipe were experimentally determined by using X-ray diffractometer. As the overstrain level increased, the magnitude of compressive residual stress at the bore increased. It was found that the rising time to reach the autofrettage pressure, holding time at the autofrettage pressure, and repeating application of the autofrettage pressure on the pipe had no significant influence on the residual stress distributions.

### 1. 서론

높은 압력을 유지하기 위한 두꺼운 압력관은 고압 발생장치, 화학 플랜트의 반응기, 원자력 발전소의 반응로, 화력 발전소의 보일러 헤더, 증기 드럼, 화포의 포신을 포함한 방위산업분야, 그리고 디젤엔진 연료분사장치의 압력관과 같은 수송 기계장치에 이르기까지 그 사용이 광범위하며 다양한 종류를 지니고 있는 중요한 기계부품이다.<sup>(1,2)</sup> 따라서 높은 내부압력을 유지하기 위한 두꺼운 압력관의 설계, 제작 기술에 대한 많은 연구가 진행되어 오고 있으며, 특히 이러한 고압

압력관의 갑작스런 파손사고가 많은 인명 및 재산 피해를 초래하기 때문에 압력관과 같은 압력 용기 또는 압력관의 설계 및 제작에는 엄격한 설계 규정이 정하여 있으며 높은 신뢰성이 요구된다.<sup>(3)</sup>

두꺼운 압력관이 보다 높은 압력을 받을 수 있도록 하기 위해서는, 즉 압력관의 강도를 증가시키기 위하여 역지 끼워맞춤 방법(shrink fit), 묶음 방법(wrapping) 등을 이용하여 내압에 의한 내경에서의 접선인장응력 수준을 낮추고 있으나 견딜 수 있는 압력한도가 낮기 때문에 더 효과적으로 두꺼운 압력관의 탄성강도를 높일 수 있는 자긴가공(autofrettage)방법이 개발되어 사용되고 있다.<sup>(1,4)</sup>

두꺼운 압력관을 자긴가공하였을 때 압력관에는 비선형적인 탄성회복에 의하여 내경부근에서는 압축 잔류응력, 그리고 외경 부근에서는 인장 잔류응력이 발생한다. 자긴가공에 의하여 압력관 내경에 유도되는 접선방향의 압축 잔류응력은 내

---

† 군산대학교 기계공학부

E-mail : skkoh@kunsan.ac.kr

TEL : (063)469-4717 FAX : (063)469-4727

\* (주)성일에스아이엠

\*\* 두산엔진주식회사

\*\*\* 전력연구원, 수화력발전연구소

---

압에 의하여 발생하는 인장 접선응력을 상쇄하는 작용을 함으로써 압력관이 부담할 수 있는 내압 한도를 증가시킬 수 있으며, 반복적인 내압을 받을 때 내경으로부터의 균열발생 및 균열진전을 억제하고 지연시켜 압력관의 강도증가와 수명향상에 크게 기여한다.<sup>(5,6)</sup> 이와 같이 두꺼운 압력관이 더 큰 내압에 견딜 수 있는 이유는 압력관 내에 존재하는 잔류응력에 기인하며 이러한 잔류응력을 압력용기의 설계 및 제작에 이용하기 위하여 잔류응력의 유도 및 측정에 많은 연구 노력이 계속되고 있으나 정확한 크기의 잔류응력을 유도하는 방법 및 측정은 현재에도 경험에 의존하는 어려움을 지니고 있다.

본 연구에서는 엔진 출력을 향상시키기 위하여 내압수준이 지속적으로 상승하고 있는 디젤엔진용 연료분사관을 개발하기 위하여 분사관의 탄성강도를 확보할 수 있는 최적의 자긴가공 절차와 자긴가공된 연료분사관의 잔류응력분포 해석 및 측정에 대하여 검토하였다.

## 2. 자긴압력 및 잔류응력분포

연료분사관이 높은 내압을 받을 수 있는 압력관으로서의 역할을 수행하기 위해서는 내압으로부터 발생하는 압력관 내경에서의 접선 인장응력의 크기가 재료의 항복강도보다 낮아 충분한 강도를 지님으로써 운전 중 파손의 발생을 방지하여야 한다. 이러한 압력관의 강도 확보는 내압에 의한 내경에서의 큰 접선응력을 감소시킴으로써 가능하며, 이를 위하여 자긴가공이 수행된다.

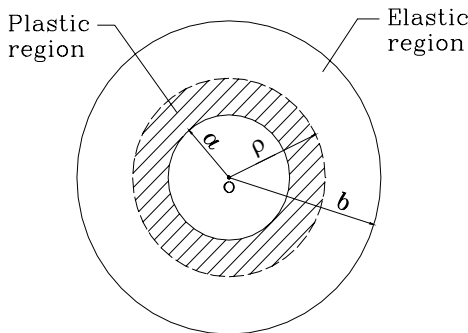


Fig. 1 Autofrettaged thick-walled cylinder

자긴가공은 두꺼운 압력관의 벽 두께에 따라 소성변형을 발생시킬 수 있을 정도의 충분히 높은 정수압(hydrostatic pressure)을 내경에 일시적으로 작용시킨 후 압력을 제거하는 소성가공 공정이며, 이로 말미암아 벽 두께에 따른 불균일한 탄성회복에 의하여 내경 측에 접선방향의 압축 잔류응력이 유도된다.

자긴가공에 의하여 발생하는 잔류응력의 크기는 자긴도, 재료의 항복강도 및 가공경화 특성, 역하중(reverse loading)에 의한 재질의 바우싱거(Bauschinger) 효과, 압력관의 내외경비 등의 두꺼운 압력관의 재질특성, 기하학적 형상 등 많은 인자의 영향을 받는다. 따라서 자긴가공에 의하여 두꺼운 압력관의 내압강도 향상 여부를 확인하기 위해서는 해석적인 방법 및 실험적인 방법을 이용하여 자긴가공 잔류응력의 분포에 대한 연구가 필수적이다.

본 연구에서 두꺼운 압력관은 내·외경이 각각 14 mm, 27 mm(내외경비,  $K=b/a=1.93$ )이며 내압 105 MPa을 받는 선박용 디젤엔진 연료분사관이다. 연료분사관은 SCM440(JIS4150)강이며 항복강도와 인장강도는 각각 1018 MPa, 1109 MPa이다. 따라서 이에 대한 충분한 강도 및 안전성의 확보가 매우 중요하며, 이를 위하여 자긴가공 및 건전성 평가 기술개발이 요구된다.

두꺼운 압력관에 내압이 Fig. 1과 같이 작용할 때 압력관에 발생하는 응력은 Lamé식으로 다음과 같이 표현된다.<sup>(7)</sup>

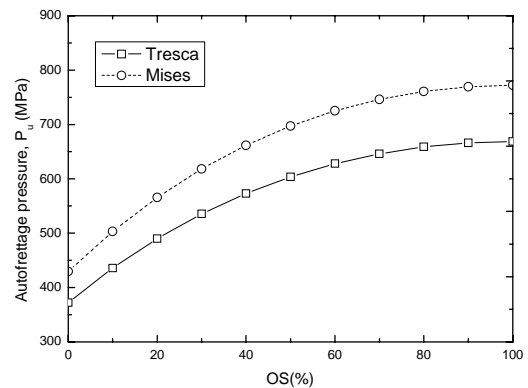


Fig. 2 Autofrettage pressure for each overstrain level

$$\sigma_r = \frac{P_i a^2}{b^2 - a^2} \left[ 1 - \frac{b^2}{r^2} \right] \quad (1)$$

$$\sigma_\theta = \frac{P_i a^2}{b^2 - a^2} \left[ 1 + \frac{b^2}{r^2} \right] \quad (2)$$

위 식에서  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$ 는 각각 반경방향 응력과 접선방향 응력이며,  $a$ ,  $b$ 는 관의 안 반지름과 바깥 반지름, 그리고  $P_i$ 는 내압이다. 따라서 두꺼운 압력관의 내경에서 소성변형을 유발하기 위한 자긴압력(*autofrettage pressure*),  $P_i$ 는 식 (1), (2)를 다음의 식 (3)의 Tresca 항복조건에 대입하여 계산이 가능하며 식 (4)와 같이 얻어진다. 따라서 본 연구대상인 연료분사관의 내경 표면에서 소성변형이 시작하는 초기 내압은 아래 식(4)으로부터 427 MPa로 얻어진다.

$$|\sigma_\theta - \sigma_r| = \sigma_{ys} \quad (3)$$

$$P_i = \frac{\sigma_{ys}}{2} \left( 1 - \frac{a^2}{b^2} \right) = \frac{\sigma_{ys}}{2} \left( 1 - \frac{1}{K^2} \right) \quad (4)$$

위의 식 (4)으로부터 내외경비( $K$ ) 및 재료의 항복강도,  $\sigma_{ys}$ 가 클수록 내경에서의 항복을 일으키기 위한 높은 자긴압력이 요구됨을 알 수 있다.

자긴압력이 증가함에 따라 소성변형은 관의 내경으로부터 두께방향으로 전파하여 나아간다. Fig. 1에서 소성변형이 탄소성 반경(*elastic-plastic radius*,  $\rho$ )까지 진전되었을 때, 전체 관 두께에 대한 소성변형된 두께의 비율, 즉  $\rho/(b-a)$ 을 자긴도라고 정의하며 %OS(*percent overstrain*) 단위로 표시한다. 재료가 가공경화를 나타내지 않은 탄성-완전 소성거동(*elastic-perfectly plastic behavior*)을 한다고 가정하면 임의의 자긴도로 자긴가공할 때의 자긴압력은 Tresca 항복조건식과 경계조건을 이용하여 평형미분방정식을 풀이함으로써 다음과 같이 얻어질 수 있다.<sup>(8)</sup>

$$P_u = \sigma_{ys} \left[ \frac{b^2 - \rho^2}{2b^2} + \ln \frac{\rho}{a} \right] = \frac{\sigma_{ys}}{2} \left[ \left( 1 - \frac{\rho^2}{b^2} \right) + 2 \ln \frac{\rho}{a} \right] \quad (5)$$

압력관의 전체 두께에 걸쳐 소성변형이 발생하도록 하는 완전 자긴가공(*full autofrettage*, or 100%OS)의 경우에는 식 (5)에  $\rho=b$ 를 대입하여 다음의 자긴압력을 얻을 수 있다.

$$P_u = \sigma_{ys} \ln K \quad (6)$$

따라서 연료분사관 재질의 항복응력이 1018 MPa이므로 분사관의 100% 자긴가공에 필요한 자긴압력은  $K=1.93$ 를 대입하면 669 MPa수준이며, 50% 자긴도의 경우에는 603 MPa의 자긴압력이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 Tresca 항복조건식에 근거한 자긴압력 계산식 (5)를 이용하여 50%, 30%, 20%의 자긴도를 예상하여 각각 603 MPa, 535 MPa, 500 MPa의 자긴압력으로 연료분사관을 자긴가공하였으며, 잔류응력분포를 실험적으로 측정된 결과를 이론적인 잔류응력분포와 비교·검토하였다.

자긴압력을 계산함에 있어서 von Mises 항복조건식을 이용한다면 식 (4) - (6)에  $2/\sqrt{3}=1.155$ 의 상수를 곱하여야 하며, 자긴도에 따른 자긴압력은 항복조건식에 따라 Fig. 2와 같이 얻어진다.

가공경화를 나타내는 재료는 이에 대한 고려가 필요하다. Poppe & Potthoff사는 von Mises 항복조건과 가공경화를 고려하여 다음과 같은 고압 연료분사관의 완전 자긴가공을 위한 자긴압력을 사용하고 있다.<sup>(9)</sup>

$$P_p = 1.155(2 - \sigma_{ys} / \sigma_u) \sigma_{ys} \ln K \quad \text{MPa} \quad (7)$$

위 식을 이용하면 항복응력 1018 MPa, 인장강도 1109 MPa의 압력관을 100% 완전 자긴가공할 경우에 약 836 MPa, 50% 자긴가공할 경우에는 약 639 MPa의 자긴압력이 요구된다.

두꺼운 압력관을 자긴가공하였을 때 발생하는 잔류응력의 크기는 재료의 항복강도 및 가공경화 특성, 역하중에 의한 재질의 바우싱거 효과, 압력관의 내외경비, 자긴도, 그리고 자긴하중의 속도 등의 두꺼운 압력관의 재질특성, 형상 및 자긴가공 조건에 의하여 영향을 받는다. 따라서 정확한 잔류응력을 계산함으로써 디젤엔진 분사용 압력관의 탄성강도를 예측하기 위하여서는 이에 대한 해석 및 실험이 요구된다.

만약 매끄럽고 두꺼운 압력관 내경에 높은 자긴압력을 작용시켜 반경  $r=\rho$ 까지 소성변형하도록 한 후 압력을 제거하였을 때, 접선방향의 자긴 잔류응력은 두꺼운 압력관 재료의 탄성-완전 소성거동과 평면변형률 상태를 가정하고 Tresca의 항복조건을 이용하여 다음과 같이 얻어질 수 있

으며, 두께에 따른 잔류응력분포는 다음 식으로 표현된다.<sup>(8)</sup>

$$\sigma_{\theta} = \sigma_{ys} \left\{ \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \left[ \frac{\rho^2 - b^2}{2b^2} - \ln \frac{\rho}{a} \right] + \left[ \frac{\rho^2 + b^2}{2b^2} - \ln \frac{\rho}{r} \right] \right\}$$

for  $a \leq r \leq \rho$

$$\sigma_{\theta} = \sigma_{ys} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \left[ \frac{\rho^2}{2b^2} + \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left\{ \frac{\rho^2 - b^2}{2b^2} - \ln \frac{\rho}{a} \right\} \right]$$

for  $\rho \leq r \leq b$

(8)

내경과 외경이 각각 14 mm, 27 mm이며 항복강도가 1018 MPa인 SCM440강의 각 자진도에 따른 접선방향 잔류응력분포는 Fig. 3과 같으며 각 자진도에 따른 내경에서의 잔류응력크기의 변화는 Fig. 4와 같다. 그러나 SCM440 강재와 같은 고강도 압력용기강은 높은 자진도로 자진가공할 경우 자진압력을 제거할 때 바우싱거효과에 의하여 내경부위에서 역항복이 발생하므로 실제 내경에서의 잔류응력의 크기는 Fig. 4에서보다 작다고 보고되고 있다.

### 3. 자진가공 잔류응력 측정

재료가 하중을 받을 때 이에 대한 변형거동은 하중속에 따라 다르게 나타나므로 가압하여 최대 자진압력에 이르는 시간, 즉 가압시간(또는 가압속도), 그리고 자진압력 유지시간 등의 변수가 자진 잔류응력에 대하여 미치는 영향을 재료특성시험과 수치해석적인 방법을 이용하여 파악함으로써 최적의 자진가공 공정 개발이 가능하다. 본 연구에서는 가압속도, 유지시간, 그리고 자진횟수

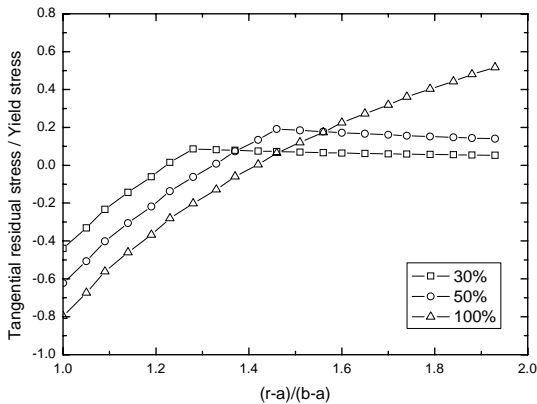


Fig. 3 Tangential residual stress distributions in an autofrettaged fuel injection pipe

가 잔류응력에 미치는 영향을 실험적으로 파악하기 위하여 서로 다른 조건에서 자진가공된 압력관으로부터 채취된 시편을 X선회절법을 이용하여 잔류응력을 측정 후 비교, 검토하였다.

자진가공된 연료분사관의 잔류응력을 측정하기 위하여 X선 회절기를 이용하였다. 사용된 시험편의 제작조건은 Table 1과 같으며, 정확한 잔류응력의 측정을 위하여 시편 표면을 전해연마하여 압력관 내경으로부터 0.5mm 간격으로 외경방향으로 진행하면서 접선방향성분의 잔류응력을 측정하였다.

Figure 5는 자진가공된 직관시편에서의 잔류응력을 보여주고 있다. 압력관 내경부근에서의 잔류응력의 크기는 약 -70 MPa ~ -260 MPa 수준을 나타내고 있으며 외경부근에서는 약 -100 MPa ~ 280 MPa의 잔류응력을 나타내고 있다.

각각 604 MPa, 536 MPa, 그리고 500 MPa의 자

Table 1 Autofrettage processes for injection tubes

Specimen ID	Autofrettage pressure (bar)	Pressure rising time (min.)	Pressure holding time (min.)	Repetition of process
S1	6,040	2	0	1
S2	5,360	2	0	1
S3	5,000	2	0	1
S4	6,040	5	0	1
S5	6,040	5	0	1
S6	6,040	2	5	1
S7	6,040	2	5	1
S8	6,040	2	0	3
S9	6,040	2	0	3

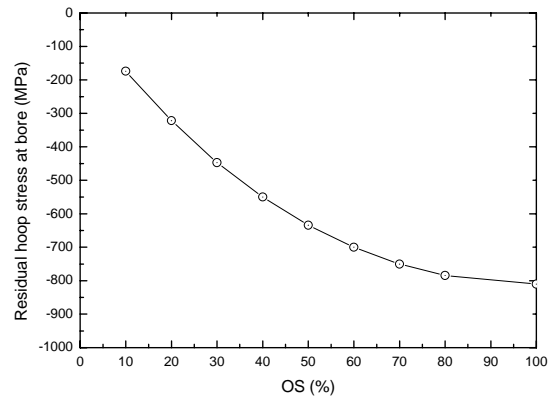


Fig. 4 Tangential residual stress versus overstrain level of an injection pipe

긴압력을 작용하였을 때 시편에서의 잔류응력은 Fig. 6과 같이 자긴압력이 증가할수록 내경부근에서의 압축잔류응력이 작아지는 경향을 확인할 수 있다. 압력관 내경에서의 압축잔류응력은 측정되지 못했으므로 두께에 따른 잔류응력분포를 내경으로 선형적으로 외삽(extrapolate)하여 추정된 값과 Fig. 4에서의 이론치와의 비교는 Table 2와 같다. Table 2로부터 측정된 잔류응력은 이론치보다 작은 값을 나타내고 있으며 이러한 오차는 내경에서의 역항복에 의한 바우싱거 효과, 측정 오차, 그리고 자긴가공 오차 등에 기인하는 것으로 사료된다. 그러나 500 MPa의 압력에서 자긴가공된 압력관은 내경에서 측정된 압축잔류응력 150 MPa과 105 MPa의 운전 내압에 의하여 내경에서 발생하는 인장응력 182 MPa이 유사한 응력수준이므로 자긴가공이 압력관의 정적 강도 및 내구 수명을 향상시킬 수 있음을 알 수 있다.

동일한 자긴압력조건(604 MPa)에서 자긴압력 상승시간, 자긴압력 유지시간, 그리고 자긴횟수가 잔류응력에 미치는 영향은 Fig. 7과 같다. Figure 7으로부터 상승속도, 유지시간, 그리고 자긴횟수가 자긴가공 잔류응력에 미치는 영향이 매우 적음을 알 수 있으며, 오히려 자긴압력 상승속도를 낮게 하는 경우(시편 S5)와 유지시간을 갖는 경우(시편 S7)에 빠른 압력상승속도와 유지시간이 없는 경우와 비교하여 내경에서의 압축잔류응력이 작게 나타나고 있다.

#### 4. 결론

1. 자긴가공을 이용한 디젤엔진 연료분사관의 정적 강도를 확보하기 위하여 604 MPa, 536 MPa, 500 MPa의 압력으로 자긴가공하였다. 자긴압력이 증가할수록 내경부근에서의 압축잔류응력이 증가하는 경향이 확인되었으며, 내경에서의 압축잔류응력은 자긴도에 따

Table 2 Comparison of theoretical and experimental autofrettage residual stresses

OS(%)	Tangential residual stresses (MPa)	
	Theory	Experiment
50	-634	-450
30	-447	-250
20	-322	-150

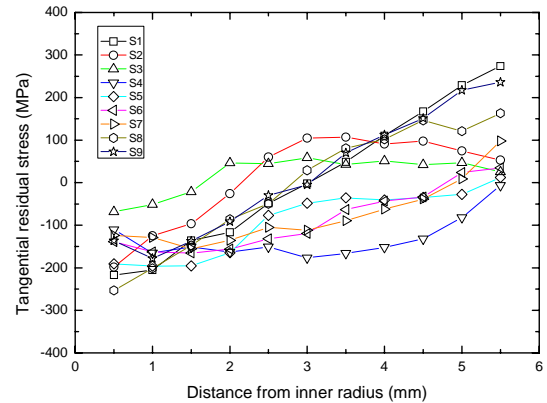


Fig. 5 Tangential residual stresses in fuel injection pipes

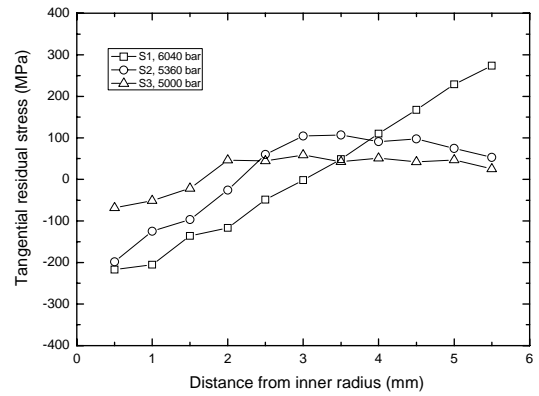


Fig. 6 Tangential residual stresses for different autofrettage pressures in injection pipes

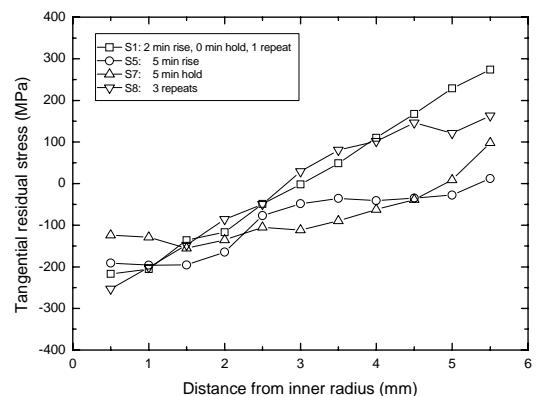


Fig. 7 Tangential residual stresses for different autofrettage processes in pipes at an autofrettage pressure of 6040 bar

라 150 ~ 450 MPa이 얻어졌다.

2. 실험적으로 측정된 잔류응력은 이론적 잔류응력과 비교하였을 때 상대적으로 작은 값이지만 연료분사관의 운전 내압(105 MPa)에 의하여 내경에서 발생하는 인장응력 182 MPa이 유사하거나 큰 응력수준이므로 자긴가공이 압력관의 정적 강도 및 내구수명을 향상시킬 수 있음을 알 수 있었다.
3. 최종 자긴가공 압력까지 이르는 승압시간, 압력유지시간의 증가가 잔류응력에 미치는 영향이 크지 않은 것으로 평가되었다. 또한 동일한 자긴 압력까지 여러 횟수를 반복적으로 자긴가공을 실시하는 것이 자긴가공 잔류응력분포에 미치는 영향이 크지 않은 것으로 평가되었다.

### 참고문헌

- (1) Harvey, J.F., Theory and Design of Pressure Vessels, Van Nostrand Reinhold, New York, 1991.
- (2) Spain, I.L. and Paauwe, J., High Pressure Technology, Vol. I, Equipment Design, Materials, and Properties, Marcel Dekker, New York, 1977.
- (3) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1995.
- (4) Davidson, T.E., Barton, C.S., Reiner, A.N. and Kendall, D.P., "New Approach to the Autofrettage of High-strength Cylinder," Experimental Mechanics, Vol.2, No.2, February 1962, pp.33-40.
- (5) Findley, W.N. and Reed, R.M., "Fatigue of Autofrettaged Thick-walled Tubes: Closed and Open Ended; As-Received and Hones," Journal of Engineering Materials and Technology, ASME, Vol.105, July 1983, pp.195-201.
- (6) Koh, S.K. and Na, E.G., "Fatigue Crack Growth Life of Thick-walled Cylinder with an External Radial Crack," International Journal of Fatigue, Vol.21, No.2, 1999, pp.135-146.
- (7) Timoshenko, S.P. and Goodier, J.N., Theory of Elasticity, McGraw-Hill, New York, 1970.
- (8) Hill, R., The Mathematical Theory of Plasticity, Oxford Press, London, 1950.
- (9) Domroes, D., "Basic Formula for Limiting Pressure at Full Plastic Condition," Poppe & Potthoff, 1999.