

## 액셀 피스톤 펌프의 슈 홀드 스프링 설계 및 성능시험

전영준\* · 최진호<sup>+</sup> · 정희택\*\* · 이상찬\*\*\* · 김태일\*\*\*\* · 김동우\*\*\*\*  
(2001년 7월 18일 접수, 2002년 8월 29일 심사완료)

### Design and Performance Test of the Shoe Holder Spring of the Axial Piston Pump

Young-Jun Chun, Jin-Ho Choi, Hee-Taeg Chung, Sang-Chan Lee,  
Tae-Il Kim and Dong-Woo Kim

**Key Words:** Axial Piston Pump(액셀 피스톤 펌프), Shoe Holder Spring(슈 홀드 스프링), Fluid Power(유압), Finite Element Method(유한요소법)

#### Abstract

The axial piston pump by which the mechanical energy is converted into hydraulic energy has been widely used in a press, a injection molding machine and construction equipments due to the high specific power compared to the electric power system. In this paper, the one-piece shoe holder spring of the axial piston pump to simplify its structure and reduce the manufacturing cost was designed and tested. The finite element analyses using the 3-D shell element and contact element were performed to determine the thickness, width and initial angle of the shoe holder spring. Also, the compressive tests of the shoe holder spring were performed and their results were compared with those of the finite element analysis. Also, the performance and endurance limit of axial piston pump with the shoe holder spring were tested and evaluated.

#### 1. 서론

유압펌프는 모터, 엔진 등에서 발생하는 기계적 에너지를 유체 에너지로 변환시켜주는 역할을 하는 기계요소로서, 비슷한 제어성을 갖는 전기기기에 비해 동력밀도가 높기 때문에 농작기계를 비롯한 사출성형기, 건설중장비, 로봇, 산업기계, 프레스, 자동차, 항공기 등 모든 산업분야에 폭넓

게 적용되고 있다. 유압펌프의 형식에는 여러 가지가 있으나, 송출량의 변화 유무에 따라 정용량형과 가변용량형으로 나눌 수 있다.<sup>(1,2)</sup>

Fig. 1은 가변용량형 액셀 피스톤 펌프의 구조를 나타낸 그림으로, 직선왕복운동을 할 수 있는 다수의 피스톤이 구동축과 같은 방향으로 배치된 구조로 되어 있다. 액셀 피스톤 펌프의 구조와 작동원리를 구체적으로 설명하면 다음과 같다.

피스톤의 왕복운동을 발생시키기 위하여 회전축과 연결된 실린더 베럴(Cylinder barrel)이 회전하게 되며 피스톤은 회전축을 중심으로 공전운동을 하게 된다. 이때 스와시 플레이트(Swash plate)는 회전축을 기준으로 약 75°로 기울어져 있으므로 피스톤의 왕복운동이 발생되고 고정된 밸브 플레이트(Valve plate)를 통하여 작동유의 흡입과 토출이 가능한 구조로 되어 있다. 스와시 플레이트의 경사각은 제어시스템의 용량에 따라 제어될

\* 책임저자, 회원, 경상대학교 기계항공공학부, 항공기부품기술연구소

E-mail : jh\_choi@nongae.gsnu.ac.kr

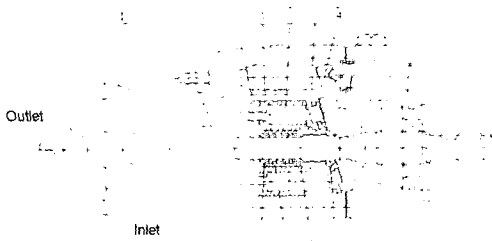
TEL : (055)751-6073 FAX : (055)762-0227

\* 경상대학교 기계항공공학부, 항공기부품기술연구소

\*\* 회원, 경상대학교 기계항공공학부, 항공기부품기술연구소

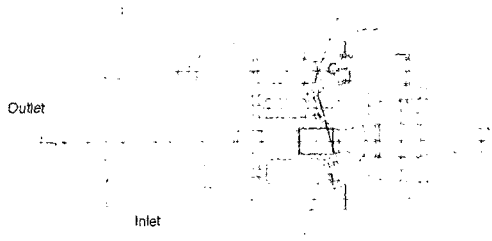
\*\*\* 회원, 목포대학교 기계공학과

\*\*\*\* (주) 삼주기계 기술연구소



①Cylinder barrel ②Piston ③Shoe holder ④ Swash plate ⑤Collar ⑥Spring ⑦Pin ⑧Barrel holder ⑨Shoe ⑩Valve plate

Fig. 1 Conventional axial piston pump



⑪ Shoe holder spring ⑫ Ball joint

Fig. 2 Axial piston pump with the shoe holder spring

수 있으며, 경사각이 90° 이면 토출량이 0이 된다. 이때 슈(Shoe)는 스와시 플레이트와 충분히 밀착되어야만 정확한 피스톤의 왕복운동을 유도할 수 있다. 일반적인 피스톤 펌프의 구조에서는 슈와 스와시 플레이트의 충분한 밀착을 위해 코일스프링의 압축력이 핀, 배럴 홀더(Barrel holder)를 통하여 슈 홀더(Shoe holder)에 전달되고, 슈 홀더에 전달된 힘이 슈를 밀착시키는 구조로 되어 있다. 실린더 배럴과 밸브 플레이트, 슈와 스와시 플레이트는 미끄러짐에 의한 상대운동이 발생하므로 소재의 마모가 심하게 발생하는 부분이다. 이때 소재의 마모를 감소시키기 위하여 코일스프링의 압축력을 감소시키면 실린더 배럴과 밸브 플레이트 등에서 누설유량이 발생되어 성능의 저하를 가져올 수 있다. 따라서 상대운동이 발생하는 부품들은 우수한 가공정밀도를 유지해야 하며, 복잡한 구조로 인한 제조원가의 상승과 유지보수 등에 많은 문제점을 가지고 있다.

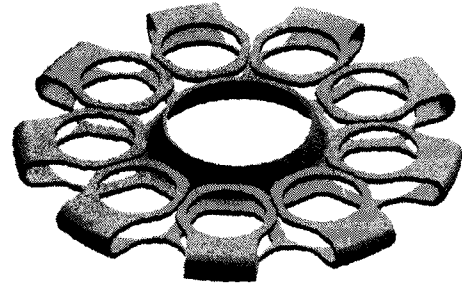


Fig. 3 Shape of the shoe holder spring

본 논문에서는 피스톤 펌프의 구조를 단순화할 수 있는 슈 홀드 스프링(Shoe holder spring)에 대한 설계 및 구조적 안전성을 평가하였다. 슈 홀드 스프링은 (주) 삼주기계<sup>(3)</sup>에서 제안한 구조로, Fig. 2에서와 같이 코일스프링, 핀, 배럴 홀더 등을 하나의 부품으로 단순화시켜 슈와 스와시 플레이트를 밀착시키는 역할을 한다. 본 논문에서는 슈 홀드 스프링의 정하중 실험과 구조해석을 통하여 적절한 소재의 두께, 폭 및 초기 굽힘 경사각 등을 결정하였다. 또한 슈 홀드 스프링이 장착된 액셀 피스톤 펌프의 성능과 내구성을 평가하여 그 적용 가능성을 검토하였다.

## 2. 슈 홀드 스프링의 정적실험

Fig. 3은 본 논문에서 제안된 슈 홀드 스프링의 3차원형상으로, 절단 작업과 관급 작업을 거친 후, 열처리 공정을 수행하여 완성된다. Fig. 4는 열처리된 슈 홀드 스프링 소재의 인장강도를 평가하기 위한 인장시험의 형상<sup>(4)</sup>으로, 인장강도는 약 1800MPa로 측정되었다. 슈 홀드 스프링 부품은 경사진 스와시 플레이트와 슈 사이에 밀착되어 구동되므로 압축하중을 받게 된다. Fig. 5는 슈 홀드 스프링 부재에 압축하중을 가했을 때 하중에 대한 압축변위량을 측정하기 위한 실험장치로, 슈 홀드 스프링을 지지하기 위한 하부 지그와 링 형상으로 된 상부 지그로 구성되어 있다. Fig. 6은 슈 홀드 스프링 부재의 압축실험결과를 나타낸 그래프로서, 낮은 압축변위에서 슈 홀드 스프링의 강성값이 저하됨을 볼 수 있다. 이는 압축실험에 사용한 슈 홀드 스프링의 가공오차가 주 원인이라고 판단되는데, 굽힘 가공으로 제작

된 고리형상 부분들의 높이가 불 균일하여 압축 실험의 초기에 상부 치구와 접촉이 일어나지 않는 고리부분이 존재하기 때문이다. 압축변위가 증가함에 따라 모든 고리부분이 압축링에 접촉되므로 강성값이 증가됨을 볼 수 있으며, 213N의 압축하중을 가했을 때 약 1.8mm의 압축변위가 발생됨을 관찰할 수 있었다.

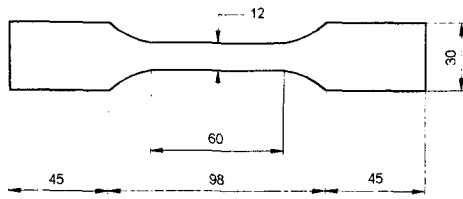


Fig. 4 Dimension of the tensile test specimen (unit : mm)

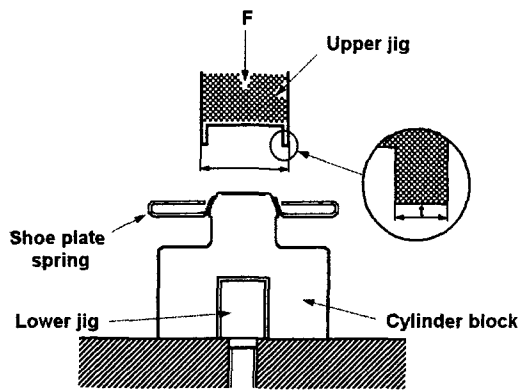


Fig. 5 Schematic diagram of the compressive test

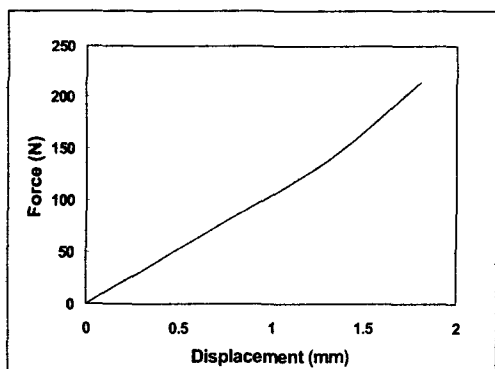


Fig. 6 Compressive test of the shoe holder spring

### 3. 슈 홀드 스프링의 유한요소해석

액셀 피스톤 펌프에 적용되는 슈 홀드 스프링 부재의 형상설계를 위하여 슈 홀드 스프링에 작용하는 응력분포와 변위량 등을 유한요소해석으로 계산하였다. 해석에 사용한 유한요소 프로그램은 ANSYS사의 ANSYS 5.5이다.<sup>(5)</sup> 슈 홀드 스프링의 구조는 Fig. 3과 같이 매우 복잡한 구조로 되어 있으며 원주방향으로 고리모양의 동일한 형상이 연속적으로 배치되어 있다. 따라서 계산의 효율성과 시간절약을 위하여 전체구조의 1/18만 해석하였다. 슈 홀드 스프링과 같이 복잡한 3차원 형상을 가진 부품은 유한요소프로그램의 전처리과정에서 유한요소모델을 형성하는데는 많은 한계를 가지고 있다. 본 해석에서는 CAD 전용 소프트웨어를 이용하여 도면을 작성하고 이를 유한요소프로그램의 전처리에 입력하는 방법을 사용하였다.

Fig. 7은 슈 홀드 스프링 부재의 1/18에 해당하는 모델을 Autodesk 사의 Mechanical Desktop 4.0을 이용하여 도면으로 작성하고 이를 IGES 형식의 와이어 프레임으로 저장한 그림이다. 슈 홀드 스프링의 중심부는 중심축의 볼 조인트와 원활한 접촉을 위하여 상대적으로 충분한 넓이를 가지도록 설계되어 있어 작동 중에 파손이 일어날 가능성이 매우 낮으므로, 복잡한 형상으로 된 중심부의 구조를 수정하여 단순화하였다. IGES 형식의 와이어 프레임은 유한요소프로그램의 전처리기로 입력되어 유한요소모델을 형성하게 되는데, Fig. 8은 형성된 유한요소모델을 나타낸 그림이다. 해

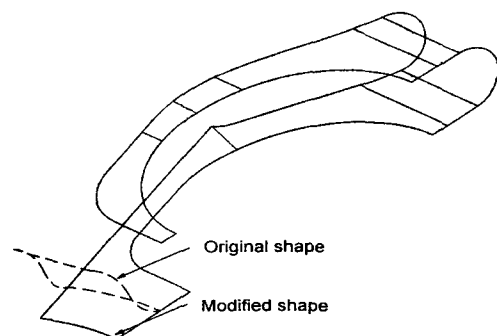


Fig. 7 Wire frame of the shoe holder spring

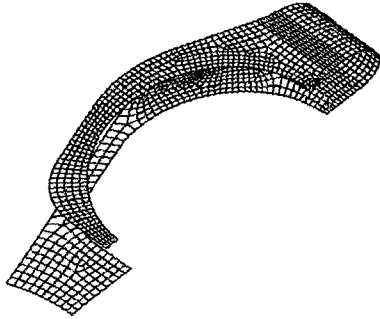


Fig. 8 finite element model of the shoe holder spring

석에 사용한 전체 절점수는 877개이고, 요소수는 1334개이며, 3차원 쉘요소를 사용하였다. 슈 홀드 스프링의 한쪽 끝단에 압축변위를 가하였으며, 압축변위가 증가함에 따라 슈와 접촉되는 면적이 변화될 수 있다. 접촉면적 변화에 의한 기하학적 비선형성을 고려하기 위하여 슈 홀드 스프링에 Fig. 9와 접촉요소를 정의하여 비선형 해석을 수행하였으며, 변위를 기준으로 2% 오차 범위 이내로 수렴시켜 해를 구하였다. 본 논문에서 해석한 액셀 피스톤 펌프의 슈 홀드 스프링은 작동 중 최대 압축변위가 약 2mm 이내로 제한되어 있으므로, 슈 홀드 스프링의 압축변위를 2mm로 고정하였다. Fig. 10은 슈 홀드 스프링에 2mm의 압축 변위를 주었을 때 슈 홀드 스프링에 작용하는 응력분포를 Von-Mises의 상당응력<sup>(6)</sup>으로 계산하여 나타낸 그림으로, 볼 조인트와 접촉되는 단순화된 구조부에 작용하는 응력은 실제구조와 많은 차이를 가지고 있으므로 무시할 수 있다. 따라서, 슈 홀드 스프링에 작용하는 최대응력은 약 740MPa로 볼 수 있다.

Fig. 11은 슈 홀드 스프링에 2mm의 압축변위를 주었을 때 유한요소해석으로 계산한 압축하중을 나타낸 그래프로서, 앞 절에서 수행한 압축실험의 결과보다 높은 값을 가짐을 볼 수 있다. 이는 압축실험에 사용한 슈 홀드 스프링의 가공오차로 인한 고리 형상부분들의 불균일한 접촉이 주원인으로 추정된다.

슈 홀드 스프링의 두께를 결정하기 위하여 소재의 두께를 변화시켜가며 유한요소해석을 수행하였다. Fig. 12는 슈 홀드 스프링의 두께에 따른 최대응력의 변화를 나타낸 그래프로서, 슈 홀드

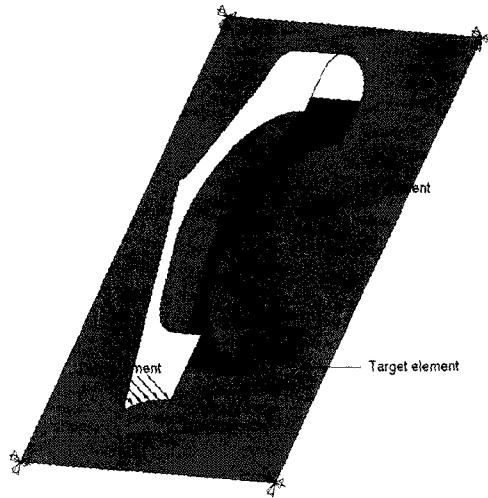


Fig. 9 Contact and target element for analyzing the surface contact between the shoe holder spring and shoe

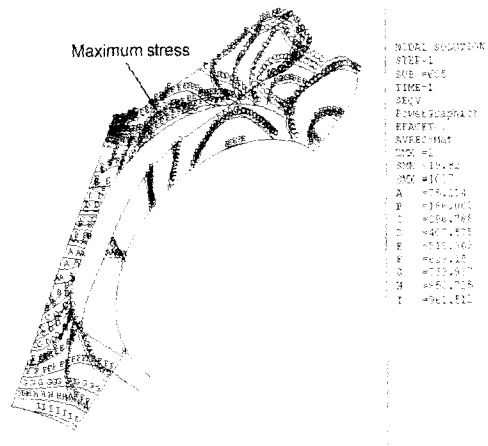


Fig. 10 Stress distribution of the shoe holder spring

스프링의 두께가 증가하면 최대응력이 증가되거나 소재의 인장강도보다 낮은 값이므로 정적파손은 발생되지 않을 것으로 예상할 수 있다. 슈 홀드 스프링에 압축변위를 가하면 슈와 면 접촉이 발생하게 되고 Fig. 13과 같은 반력이 발생한다. 슈 홀드 스프링의 반력합(Total reaction force)은 액셀 피스톤 펌프구조에서 밸브 플레이트와 실린더 배럴 간의 마모 및 누설유량에 중요한 역할을 한

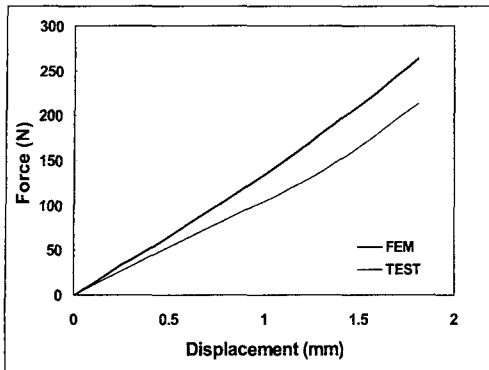


Fig. 11 Compressive force w.r.t displacement of the shoe holder spring

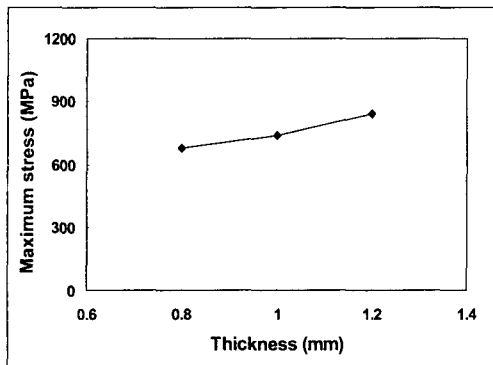
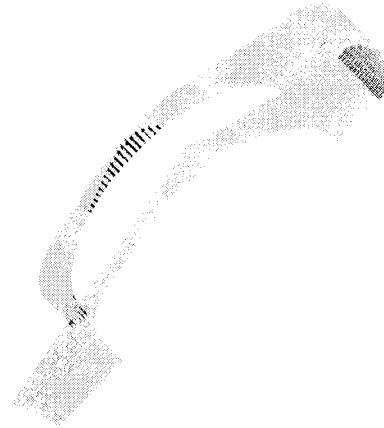


Fig. 12 Maximum stress w.r.t the thickness of the shoe holder spring

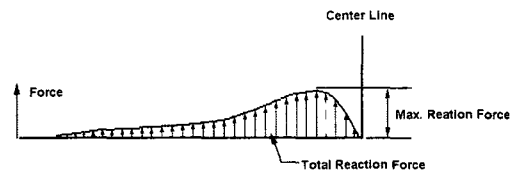


Fig. 13 Reaction force of the shoe holder spring

다. 즉, 슈 홀드 스프링의 반력합이 너무 낮으면 누설유량이 발생하며 너무 높으면 상대운동이 일어나는 부분에 마모가 심하게 발생된다. Fig. 13에서 반력합은 압축변위로 인해 발생된 접촉부위의 반력들을 합한 것으로 반력분포도의 면적에 해당한다. 또한 최대반력(Max. reaction force)은 반력분포의 균일성을 나타내는 척도로 사용할 수 있으며, 최대반력이 발생하는 지점에 집중적인 마모가 발생한다고 할 수 있다.

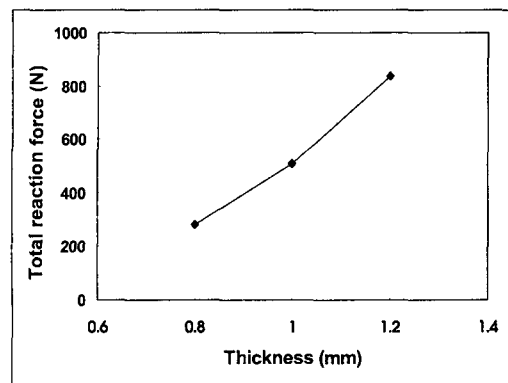


Fig. 14 Total reaction force w.r.t the thickness of the shoe holder spring

Fig. 14는 슈 홀드 스프링의 두께에 따른 반력합의 변화를 나타낸 그래프이다. Fig. 1과 같은 기존의 구조로 된 피스톤 펌프모델은 누설유량과 마모량을 최소화하기 위해 스프링의 압축력이 500N으로 조정되어 있다. 따라서 본 논문에서 해석한 슈 홀드 스프링의 반력합을 500N으로 조절하기 위하여 슈 홀드 스프링의 두께는 약 1.0mm

이어야 한다는 결론을 내릴 수 있다.

Fig. 15에 나타낸 슈 홀드 스프링의 폭을 결정하기 위하여 슈 홀드 스프링의 폭을 변화시켜가며 유한요소해석을 수행하였다. Fig. 16은 슈 홀드 스프링의 폭에 따른 최대응력값의 변화를 나타낸 그래프로써, 슈 홀드 스프링의 폭이 증가하면 최대응력이 증가되나 소재의 인장강도보다 낮

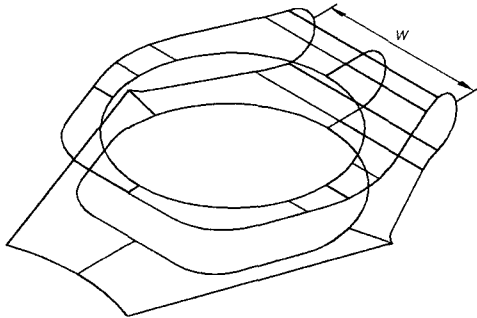


Fig. 15 Width of the shoe holder spring

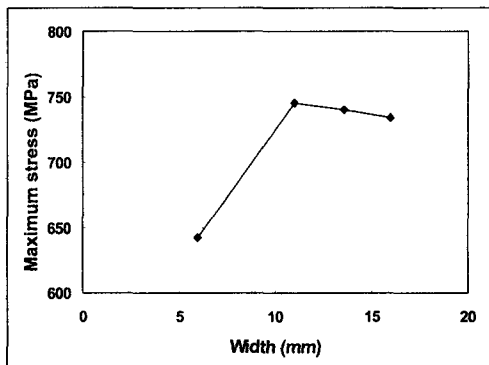


Fig. 16 Maximum stress w.r.t the width of the shoe holder spring (Thickness=1mm)

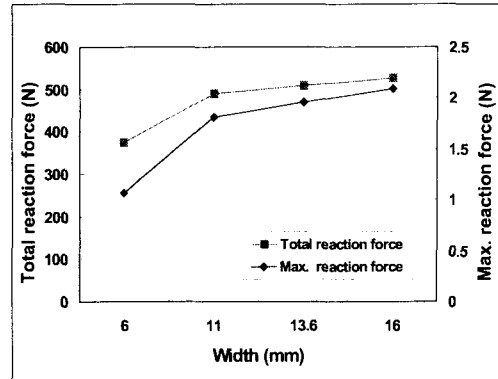


Fig. 17 Reaction force w.r.t the width of the shoe holder spring (Thickness=1mm)

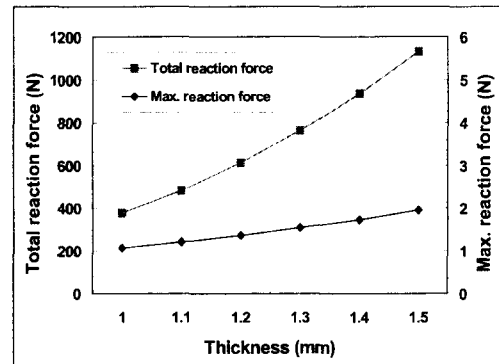


Fig. 18 Reaction force w.r.t the thickness of the shoe holder spring (Width = 6mm)

은 값이므로 정적파손은 발생되지 않을 것으로 예상할 수 있다. Fig. 17은 슈 홀드 스프링의 폭에 따른 반력합과 최대반력의 변화를 나타낸 것으로, 최대반력이 발생하는 지점에 집중적인 마모가 발생할 수 있다. Fig. 17에서 슈 홀드 스프링의 폭이 6.0mm 근처에서 최대반력이 낮은 값을 나타내므로, 마모를 최소화시킬 수 있으나 반력합이 너무 낮아 누설유량이 발생할 수 있다. 따라서, 슈 홀드 스프링의 폭은 반력합이 500N 근처의 13.6mm가 적당하다고 할 수 있다.

Fig. 18은 슈 홀드 스프링의 폭을 6mm로 선정하고 두께를 변화시켰을 경우에 반력합과 최대반력의 변화를 나타낸 그래프이다. Fig. 18에서 볼 수 있듯이 두께를 1.1mm로 증가 시켰을 때, 반력합을 500N 근처로 조절할 수 있다. 이때 슈 홀드 스프링의 최대반력값과 최대응력은 1.214N과 698.3MPa로, Fig. 17의 경우보다 상대적으로 낮은

값을 가지므로 마모와 파손에 유리한 구조라 할 수 있다. 그러나 1.1mm 두께의 판재는 구입이 용이하지 않으므로 슈 홀드 스프링의 제작에 어려움이 예상된다.

슈 홀드 스프링에 작용하는 반력분포를 균일하게 하여 최대반력의 크기를 최소로 하면 슈 홀드 스프링의 마모를 최소화시킬 수 있다. 본 논문에서는 Fig. 19와 같은 초기 굽힘각을 주어 최대반력의 크기를 최소화시키고자 한다. 초기 굽힘각이 존재하는 슈 홀드 스프링의 경우, 슈 홀드 스프링의 초기 굽힘각에 의해 높아진 높이만큼 조립과정에서 압축변위를 더 가해주어야 하므로 반력합과 최대응력값 등은 상승할 우려가 있다. Fig. 20는 슈 홀드 스프링의 초기 굽힘각에 대한 반력합의 변화를 나타낸 그림이다. 그림에서와

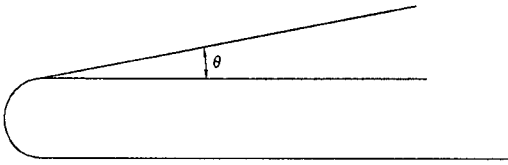


Fig. 19 Initial bending angle of the shoe holder spring

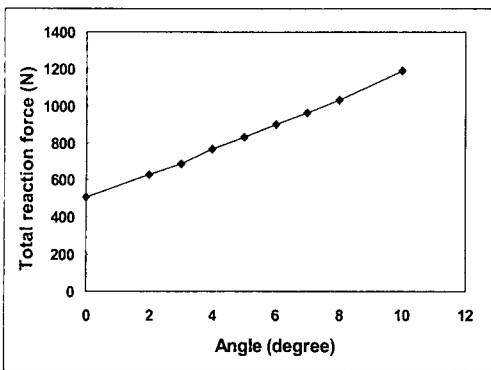


Fig. 20 Total reaction force w.r.t the initial angle of the shoe holder spring

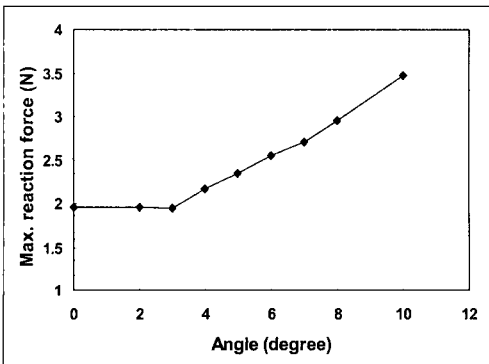


Fig. 21 Maximum reaction force w.r.t the initial angle of the shoe holder spring

같이 슈 홀드 스프링의 초기 굽힘각이 증가함에 따라 반력합이 증가되는 것을 볼 수 있다. Fig. 21은 슈 홀드 스프링의 초기 굽힘각에 대한 최대 반력의 변화를 나타낸 그래프로서, 초기 굽힘각이 3° 일 때 최대반력이 최소가 됨을 볼 수 있

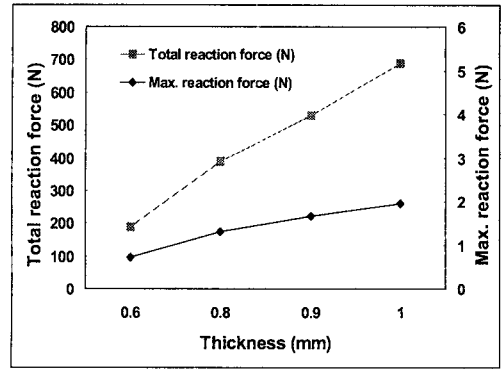


Fig. 22 Reaction force w.r.t the thickness of the shoe holder spring

다. 그러나 초기 굽힘각이 3° 일 경우 반력합이 688N으로 높게 나타나므로 슈 홀드 스프링의 두께를 조절하여 반력합을 조절해야 한다. Fig. 22는 슈 홀드 스프링의 초기 굽힘각을 3°로 고정하고 슈 홀드 스프링의 두께를 변화시켰을 때 반력합과 최대반력의 변화를 나타낸 그래프이다. Fig. 22에서 보는 바와 같이 슈 홀드 스프링의 두께가 0.9mm일 때 반력합이 500N 근처로 유지되고 반력분포를 균일하게 할 수 있다는 것을 볼 수 있다.

#### 4. 슈 홀드 스프링의 내구성 평가

액셀 피스톤 펌프에 적용되는 슈 홀드 스프링 부재의 내구성 평가를 위하여 Fig. 23과 같은 실험장치를 구성하였다. 그림에서와 같이 모터를 이용하여 슈 홀드 스프링이 장착된 액셀 피스톤 펌프를 1800rpm으로 구동시키고, 출력단에 부하 압력을 작용시켰다. 출력단의 부하 압력은 실제 유압펌프가 설치된 위치와 조건에 따라 수시로 변화될 수 있으나, 본 실험에서는 유압펌프의 내구성 실험에 주로 이용되고 있는 40-140 bar의 교번하중을 작용시켰다. 유압펌프의 출력단에 교번하중을 작용시키기 위하여 Fig. 23과 같은 솔레노이드 밸브를 설치하였으며, 타이머를 이용하여 솔레노이드 밸브를 1초 간격으로 작동시켜 40 bar와 140 bar의 유압라인이 서로 번갈아 연결되도록 구성하였다. Fig. 24는 제작된 내구성평가 실험장치의 모습을 나타낸 사진이다. Fig. 25는

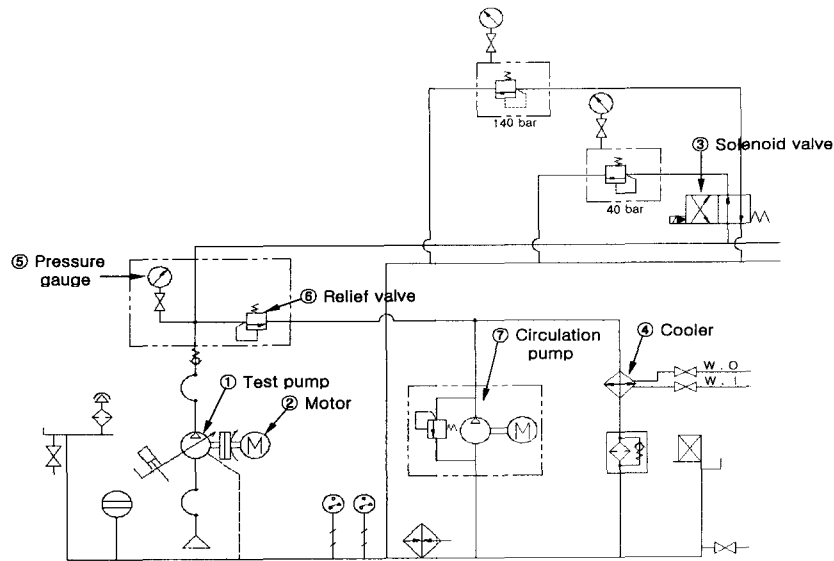
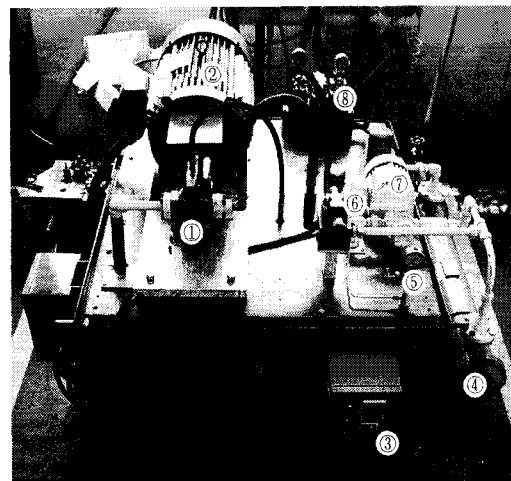


Fig. 23 Schematic diagram of the endurance tester

슈 홀드 스프링의 폭이 13.6mm, 두께가 1.2mm, 초기굽힘각이 0° 인 시편의 내구성 평가를 수행한 결과로서 50시간 후 고리모양의 위쪽부분에서 파괴가 발생한 모습을 볼 수 있다. 이상의 내구성 실험결과에서 슈 홀드 스프링의 파괴지점은 Fig. 10의 유한요소해석 결과에서 나타난 최대응력지점과 일치함을 볼 수 있다. 앞 절의 유한요소해석에서 제시된 슈 홀드 스프링의 형상들 중에서 초기굽힘각을 가지는 구조는 균일한 각도를 유지하기 위한 별도의 치구와 측정장비 등을 구성해야 하므로 제작과정에서 여러 가지 문제점을 가지고 있다. 따라서 초기각이 0° 이고, 슈 홀드 스프링의 폭이 13.6mm, 두께가 1.0mm인 슈 홀드 스프링 형상을 제작하여 내구성 실험을 수행하였다. 액셀 피스톤 펌프를 1800rpm으로 회전하여 슈 홀드 스프링의 내구성 평가를 수행하였으며, 이를 피로수명으로 환산하면 약 93시간 후에 피로하중이 10<sup>7</sup>회 이상이 되어 무한수명으로 간주할 수 있다.<sup>(7)</sup> 본 논문에서는 슈 홀드 스프링의 내구성 실험을 약 1223시간 동안 수행하였으며 슈 홀드 스프링 부재의 파손이 발생되지 않음을 확인할 수 있었다.



①Test pump ②Motor ③Timer ④Cooler ⑤ Pressure gauge ⑥Relief valve ⑦Circulation pump ⑧Solenoid valve

Fig. 24 Photograph of the endurance tester



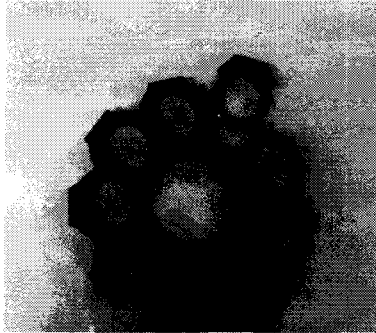


Fig. 25 Photograph of the fractured shoe holder spring

## 5. 결 론

본 논문에서는 액셀 피스톤 유압펌프에 적용되는 슈 홀드 스프링의 구조를 설계하고 성능평가를 수행하여 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

(1) 일체형 구조의 단일 부품으로 된 슈 홀드 스프링을 설계, 제작하여 경량, 원가절감형의 액셀 피스톤 펌프를 개발하였다.

(2) 유한요소해석과 실험을 통하여 누설유량과 마모를 최소화 할 수 있는 슈 홀드 스프링의 두께는 1.0mm, 폭은 13.6mm로 결정하였다.

(3) 초기 굽힘 경사각은 슈 홀드 스프링과 슈의 균일한 면 접촉을 유도하여 홀드 스프링의 마모량을 감소시킬 수 있다.

## 후 기

이 논문은 2001년도 두뇌한국21사업과 과학기술부· 한국과학재단 지정 항공기부품기술연구센터의 지원에 의하여 연구되었음.

## 참고문헌

- (1) Cho, S. H. and Kim, W. S., 2000, "A Study on Hydraulic Control Characteristics of a Swash plate Type Axial Piston Pump-Regulator System by Linearization Analysis," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 24, No. 10, pp. 2535~2542.
- (2) Ha, J. H, Son, B. J. and Kim, C. S, 1985, *Fluid Machinery*, Daehakdosuh, Chap. 2.
- (3) SAMJOO Machinery Co., Ltd., 750-1, Hyomun-Dong, Buk-Gu, Ulsan 683-360, Korea.
- (4) Annual Book of ASTM Standards E 8M, 1994.
- (5) ANSYS 5. 5 User's manual, 1988, Swanson Analysis System, Inc.
- (6) Lardner, T. J. and Archer, R. R. 1994, *Mechanics of Solids*, McGraw-Hill, Inc., Chap. 8.
- (7) Julie A. Bannantine, Jess J. Comer and James L. Handrock, 1990, *Fundamental of Metal Fatigue Analysis*, Prentice Hall, Chap. 1.