

# 변탄성 스프링을 이용한 고정밀 직동형 릴리프 밸브 High-Precision Direct-Operated Relief Valve with a Variable Elasticity Spring

김성동<sup>1\*</sup>

SungDong Kim<sup>1\*</sup>

Received: 26 Oct. 2020, Revised: 12 Nov. 2020, Accepted: 20 Nov. 2020

**Key Words** : Relief Valve(릴리프 밸브), Variable Elasticity Spring(변탄성 스프링), Elastic Rate(탄성율), Pressure Override(압력 오버라이드), Flow Force(유체력)

**Abstract:** In this study, a variable elasticity spring was applied to improve the pressure control precision of conventional relief valves. The equilibrium equation of the forces acting on the valve poppet was derived; it is demonstrated that matching the elastic rate of the pressure-adjusting coil spring to the equivalent elastic rate of the flow force improved the pressure override. The procedures that were used to design the variable elasticity spring are presented, and some applications of the variable elasticity spring are also introduced. Computer simulations were used to analyze three cases: a poppet-closed flow force structure, a poppet-open flow force structure with a constant elasticity spring, and a structure containing a variable elasticity spring. It is confirmed that the pressure control precision of the relief valve can be significantly improved upon by applying a variable elasticity spring to the poppet-open flow force structure.

## 기호 설명

$A_v$  : pressurized area of poppet,  $m^2$

$A_s$  : cross-sectional area of upstream flow before orifice,  $m^2$

$C_d$  : flow coefficient of poppet orifice, no dimension

$d_v$  : diameter of circular pressurized area, m

$d$  : diameter of spring coil, m

$F_{coil0}$  : spring force at valve cracking condition, N

$F_{coilx}$  : spring force added from cracking condition by the poppet displacement  $x_{ppt}$ , N

$F_{flow}$  : flow force, N

$F_p$  : static pressure force, N

$FS$  : factor of safety, no dimension

$G$  : shear modulus of spring material,  $N/m^2$

$I$  : polar second moment of spring sectional area,  $m^4$

$K_{eq}$  : elastic rate of coil spring, N/m

$K_{flow}$  : equivalent elastic rate of hydraulic spring caused by flow force, N/m

$p$  : upstream pressure before poppet orifice, Pa

$p_0$  : downstream pressure after poppet orifice, Pa

$p_c$  : cracking pressure of valve, Pa

$p_{low}, p_{high}$  : low and high pressures for design, Pa

$Q$  : flow rate,  $m^3/s$

$R$  : radius of spring trajectory from origin center of polar coordinates, m

$R_i$  : initial radius of spring trajectory when  $\theta$  is zero, m

$v_1$  : velocity of upstream flow before poppet orifice, m/s

$v_2$  : flow velocity around poppet orifice, m/s

$x_{ppt}$  : displacement of poppet from cracking condition, m

\* Corresponding author: sdkim@kumoh.ac.kr

1 Department of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Gumi 39177, Korea  
Copyright © 2020, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

- $x_{scr}$  : initial compression displacement of coil spring, which determines cracking pressure, m
- $X(\theta)$  : height of spring trajectory from  $\theta - R$  polar plane, m
- $X_{free}$  : height of spring trajectory when pressure is zero, m
- $X_{seat}$  : height of spring trajectory when pressure is  $p_{high}$ , m
- $\beta$  : half of tip angle of free conical spring, rad
- $\Delta\delta(\theta)$  : displacement for an incremental pressure, which is integrated for  $\theta$  range, m
- $\delta(\theta)$  : total displacement which is integrated for a pressure from zero to  $p$ , m
- $\theta$  : angular displacement of spring trajectory in  $\theta - R$  polar plane, rad
- $\theta_{Eff}$  : effective spring angle in trajectory, rad
- $\theta_{spr}$  : spring angle at low design pressure  $p_{low}$ , rad
- $\phi$  : jet angle of poppet and seat, rad
- $\rho$  : mass density of oil,  $kg/m^3$

### Subscripts

- ppt* : poppet
- scr* : screw

## 1. 서론

건설기계와 농기계를 포함하여 대부분의 특수 차량에는 유압 동력이 사용되며, 이러한 유압 동력 회로에 릴리프 밸브는 거의 필수적으로 사용되는 주요한 부품이다. 릴리프 밸브는 압력제어 기능의 밸브이며, 구조 면에서 직동형(direct operated type)과 파일럿 조작형(pilot operated type)으로 나누어진다. 파일럿 조작형 릴리프 밸브에서도 본체 밸브를 조작하는 조정 밸브는 직동형 구조로 되어 있어서 직동형 구조가 필수 구조이라고 할 수 있다.

최근에 릴리프 밸브를 포함한 일반적인 압력제어 밸브에 비례제어 기술을 적용을 시도하는 연구<sup>1)</sup>, 밸브 구조와 부품 형상에 따른 동특성을 분석하는 연구<sup>2)</sup>와 유동 분석<sup>3)</sup> 등의 다양한 연구가 이루어지고 있다. 하지만, 압력 제어 밸브의 제어 정밀도에 관한 연구는 과거에 활발하게 연구되었으나, 최근에는 정밀도를 향상시키는 연구는 찾아보기 어렵다. 특히 포핏과 스프링으로 이루어지는 매우 단순한 구조로 이

루어지는 직동형 릴리프 밸브의 정밀도 향상에 관한 연구는 더욱 찾아보기 힘들다. 김성원 외 2인은 직동형 릴리프 밸브의 압력 오버라이드를 최소화하는 포핏 형상에 관하여 연구하였지만<sup>4)</sup> 압력 오버라이드를 감소시키기 위하여 포핏과 스프링의 배치와 스프링 자체의 구조를 개선하는 시도는 아니었다.

직동형 릴리프 밸브의 통상의 구조는 Fig. 1에서 보여주는 바와 같이 포핏 인근의 유체 흐름이 포핏이 닫히는 방향으로 유체력이 작용하는 구조와 Fig. 2에서 보여주는 바와 같이 포핏이 열리는 방향으로 유체력이 작용하는 구조가 있다. Fig. 1의 포핏 닫힘 방향 유체력 구조는 과거 통상의 릴리프 밸브의 구조이라고 할 수 있으며, 참고문헌 5의 유압 기술 서적에 자세히 언급되어 있다. Fig. 2의 포핏 열림방향 유체력 구조는 비교적 최근에 적용되기 시작한 구조이며, 참고문헌 6의 차동 면적 릴리프 밸브의 구조로도 실현할 수 있다.

Fig. 1의 포핏을 닫아주는 유체력의 구조는 유체력이 포핏을 닫아주는 방향으로 작용할 뿐만 아니라, 압력 설정 코일 스프링의 힘도 포핏이 닫히는 방향으로 작용하여 압력제어의 정밀도가 매우 떨어진다. Fig. 2의 포핏을 열어주는 유체력의 구조는 포핏을 닫아주는 코일 스프링력을 유체력이 상쇄하는 방향으로 작용하여, 포핏을 닫아주는 유체력 구조의 압력 제어밸브보다 압력제어의 정밀도가 개선되는 구조이다. 하지만 탄성계수가 일정한 코일 스프링을 사용하기 때문에 코일 스프링의 탄성이 유체력 스프링의 탄성과 큰 차이를 보이는 낮은 압력 영역에서는 압력제어의 정밀도가 떨어지는 단점이 있다.

본 연구에서는 포핏을 열어주는 유체력의 Fig. 2 구조에 추가하여 스프링의 탄성을 유체력의 탄성 효과와 일치시킴으로써 릴리프 밸브의 압력제어의 정밀도를 더욱 향상시키는 변탄성 스프링을 적용하는 방법을 제시하고자 한다. 여기서 ‘변탄성’의 의미는 설정 압력의 크기에 따라 탄성이 변화하고 증대하는 것을 의미한다. 유체력의 작용을 릴리프 밸브의 설정 압력의 크기에 따라 탄성이 증대하는 스프링(이하 유체력 스프링으로 호칭함.)으로 간주할 수 있는데, 코일 스프링의 탄성이 유체력 스프링의 탄성에 일치하도록 변화시킨다. 본 연구에서 변탄성 스프링의 설계 방법을 제시하고, 매트랩(Matlab)을 기반하여 변탄성 스프링을 설계한 사례와 설계되어진 밸브의 압력 제어 성능을 시뮬레이션한 사례를 소개한다.

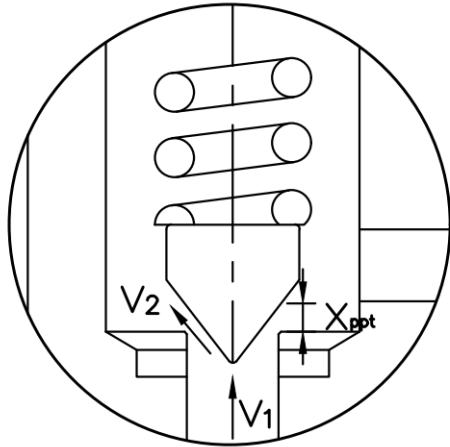


Fig. 1 Configuration of the poppet closing flow force

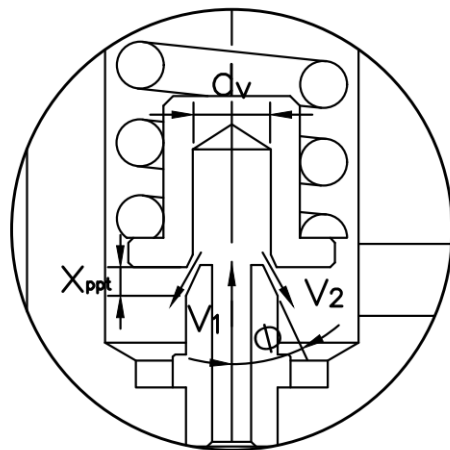


Fig. 2 Configuration of the poppet opening flow force

## 2. 변탄성 스프링과 포핏 힘 평형

### 2.1 변탄성 스프링

코일 스프링의 변탄성은 스프링이 압축함에 따라 스프링의 일부분을 스프링 시트(seat)에 고착시킴으로써 유효 스프링의 길이를 짧게 줄이고, 그 결과로서 스프링의 탄성이 증대하는 것을 의미한다. 여기서 ‘스프링 탄성’의 용어는 스프링의 미소 변위량에 대한 압축력의 증분량의 비율(rate)을 의미한다. 일반적인 시중의 스프링의 탄성은 변형량의 크기에 무관하게 일정하여 ‘스프링 상수’라는 용어로 호칭된다. 반면에 변탄성 스프링의 탄성은 변화하게 되며, 이하에서 ‘탄성율’이라는 용어로 호칭한다.

변탄성 스프링의 일반적인 형상은 코일 자체의 굽기가 변화할 수도 있으며, 스프링 굽기는 일정하게

한 상태에서 코일 형상을 원추형이나 원통형의 형상 등의 다양한 방법으로 구현할 수 있다. 그 중에서 대표적인 형상으로서 원추형으로 구현한 모습을 Fig. 3과 Fig. 4에서 보여준다.

변탄성 스프링의 형상을 원추형으로 구현함에 따라 스프링이 고착되는 시트의 형상도 원추형으로 구현할 수 있는데, 스프링의 이웃하는 코일과 시트 접촉점이 삼각형 구조로 접촉하게 되어서 안정된 고착 구조를 이루는 관점에서 효과적 구조로 판단된다.

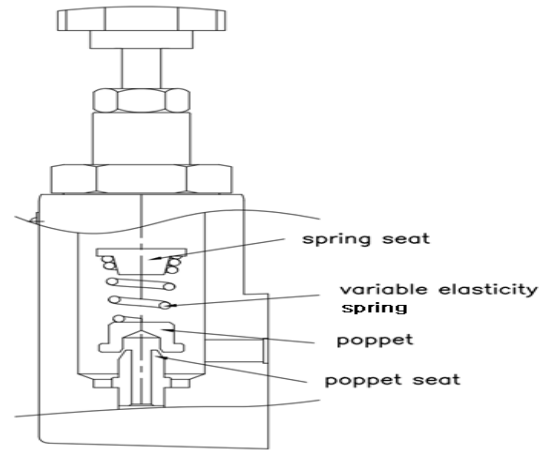


Fig. 3 Overall configuration of the relief valve with poppet opening flow force and variable elasticity spring

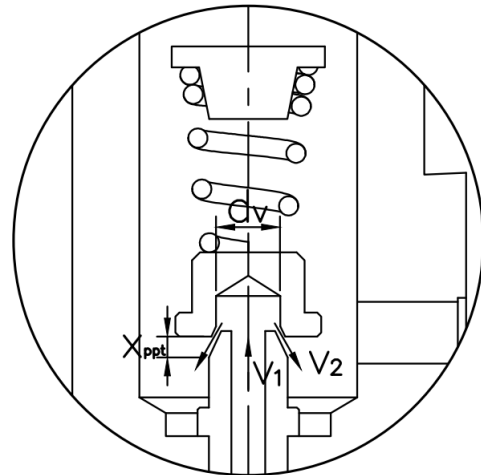


Fig. 4 Enlarged view of the opening flow force poppet and variable elasticity spring

### 2.2 포핏 힘 평형

Fig. 3에서 압력 설정 나사를 조여 줌에 따라 코일 스프링의 압축력이 포핏을 포핏 시트(seat)에 강하게 밀착시키게 되고, 압력 설정 값도 함께 증가한다. 만

약 압력제어밸브의 입구 측의 압력이 증가하면 포핏을 시트로부터 열어주려는 방향으로 작용하는 힘도 증가하게 된다. 이러한 열림 힘이 코일 스프링의 압축력에 도달하게 되면 포핏이 열리기 직전의 상태가 되며, 이 순간의 압력을 크래킹 압력(cracking pressure)이라 호칭하며, 사용자가 제어하고자 하는 설정 압력으로 생각할 수 있다. 크래킹 상태에서 정적 유압력( $F_p$ )과 스프링력( $F_{coil0}$ )은 서로 평형을 이루며, 다음 식 (1)과 같이 표현된다.

$$F_{coil0} = K_{eq} x_{scr} = p_c A_v = F_p \quad (1)$$

식 (1)에서  $K_{eq}$ 는 코일 스프링 탄성율을 의미하며,  $x_{scr}$ 는 조정 나사 조임에 의한 코일 스프링 초기 압축 변위이고,  $p_c$ 는 크래킹 압력이며,  $A_v$ 는 수압부 면적이며, 수압부 면적원의 지름  $d_v$ 에 대해  $\pi d_v^2/4$ 으로 주어진다.

이러한 크래킹 상태에서는 밸브를 통과하는 유량  $Q$ 가 영(0)이며, 유량이 증가하기 위해서는 포핏 열림 변위  $x_{ppt}$ 가 증가하여야 하는데, 그러한 관계식은 식 (2)와 같이 주어진다.

$$Q = C_d \pi d_v x_{ppt} \sin\phi \sqrt{\frac{2(p-p_0)}{\rho}} \quad (2)$$

$$\approx C_d \pi d_v x_{ppt} \sin\phi \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$

여기서  $C_d$ 는 유량 계수,  $\phi$ 는 포핏 부위의 유체 분출각,  $\rho$ 는 유체 밀도,  $p$ 는 포핏 상류측 압력,  $p_0$ 는 포핏 하류측 대기압( $\approx 0$ )을 각각 의미한다.

유량의 증가와 포핏 열림 변위( $x_{ppt}$ )의 증가는 각각 유체력  $F_{flow}$ 와 코일 스프링의 압축력  $F_{coilx}$ 을 증가시키게 되는데, 각각 식 (3)과 식 (4)로 표현된다.

$$F_{flow} = \rho Q (v_2 \cos\phi - v_1)$$

$$= \rho C_d \pi d_v x_{ppt} \sin\phi \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$

$$\cdot \left( \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \cos\phi - C_d \pi d_v x_{ppt} \sin\phi \sqrt{\frac{2p}{\rho}} / A_s \right)$$

$$= C_d \pi d_v \sin 2\phi p x_{ppt} - 2p (C_d \pi d_v \sin\phi x_{ppt})^2 / A_s$$

$$\approx C_d \pi d_v \sin 2\phi p x_{ppt} \quad (3)$$

여기서  $A_s$ 는 포핏 상류측 흐름 단면적을 의미한다. 식 (3)의 셋째줄 두 번째항은 포핏 상류측 흐름 단면적  $A_s$  값이 포핏 열림 면적( $\pi d_v x_{ppt} \sin\phi$ )보다 매우 크기 때문에 무시될 수 있다.

$$F_{coilx} = K_{eq} x_{ppt} \quad (4)$$

포핏의 열림 변위  $x_{ppt}$ 와 밸브 통과 유량  $Q$ 에 대하여 포핏을 닫아주는 방향으로 작용하는 스프링력과 열어주는 방향으로 작용하는 유체력은 서로 평형을 이루게 되며, 다음의 식 (5)~(6)으로 표현된다.

$$F_{coil0} + F_{coilx} = F_p + F_{flow} \quad (5)$$

$$K_{eq} x_{scr} + K_{eq} x_{ppt} = p A_v + C_d \pi d_v \sin 2\phi p x_{ppt} \quad (6)$$

$$= p A_v + K_{flow} x_{ppt}$$

식 (6)에서 유체력은 포핏 변위  $x_{ppt}$ 에 비례하여, 포핏을 열어주는 방향으로 작용하는 유체 스프링으로 간주할 수 있으며, 유체 스프링의 탄성율( $K_{flow} = C_d \pi d_v \sin 2\phi p$ )이 압력에 비례하여 변화한다.

식(6)에서 코일 스프링의 탄성율  $K_{eq}$ 를 유체 스프링의 탄성율  $K_{flow}$ 에 가깝게 설정할 수 있다면 포핏 변위  $x_{ppt}$ 와 밸브 유량  $Q$ 가 변화하더라도 압력  $p$ 의 변화를 적게 할 수 있을 것이다.

### 3. 변탄성 코일 스프링 설계 방법 및 절차

이하에서 소개하는 변탄성 코일 스프링 설계 방법 및 절차는 고려할 수 있는 다양한 절차와 방법들 중에서 한 방법을 소개하는 것이며, 일부 항목은 경험적으로 선택될 수 있으며, 순서도 변경될 수 있다.

압력의 변화에 따라 변화하는 유체 스프링의 탄성에 따라 코일 스프링의 탄성도 압력 변화에 따라 변화하는 변탄성의 스프링을 설계하는 것이 핵심 기술인데, 그 설계 과정이 복잡하고 계산량이 매우 커서 컴퓨터 프로그램을 이용하여야 가능하다. 개념적으로 설계 과정을 설명한다면 다음과 같이 설명될 수 있다.

- ① 스프링 재료의 횡탄성 계수  $G$ 와 스프링 철선

직경  $d$ 를 선택하고, 변탄성의 압력 범위로서 낮은 압력  $p_{low}$ 와 높은 압력  $p_{high}$ 를 선택한다. 낮은 압력  $p_{low}$ 을 0 값으로 하는 것은 변탄성의 범위가 넓어지지만 스프링의 길이가 너무 길어지는 어려움이 따른다. 높은 압력  $p_{high}$ 는 실제 사용 압력의 수 배 정도로 높게 설정하여야 스프링의 이웃하는 철선 사이의 피치 거리에 가공 여유가 크게 부여된다.

② 코일 스프링의 기본 형상으로 Fig. 5 ~ Fig. 6와 같은 원추형 스프링으로 하고, 스프링이 스프링 시트(seat)에 안착된 상태를 기준으로 하여 스프링 나선 궤적의 함수를 식 (7)~(8)과 같이 결정한다.

$$R(\theta) = \frac{d \sin\beta}{2\pi} \theta + R_i \quad (7)$$

$$X_{seat}(\theta) = \frac{d \cos\beta}{2\pi} \theta \quad (8)$$

여기서  $\theta$ 는 Fig. 5에서 보여주듯이 스프링 시작점으로부터 회전각을 의미하며, 스프링 각 지점의 반경  $R$ , 높이  $X$  등이 모두 독립변수인  $\theta$ 로 표현된다. 반경  $R$ 는 스프링 중심 축으로부터 스프링 나선 궤적까지 반지름이며,  $R_i$ 는  $\theta = 0$  지점의 반지름이다. Fig. 5은 스프링을 평면에 투영한 궤적의 모습을  $R-\theta$  극좌표계로 표현한 모습이다.

식 (8)에서  $X(\theta)$ 는 스프링 궤적의 높이를 표현하는 변수이며,  $X_{seat}(\theta)$ 는 Fig. 6의 모습과 같이 스프링 시트(seat)에 안착된 상태의 기준 조건에 대한

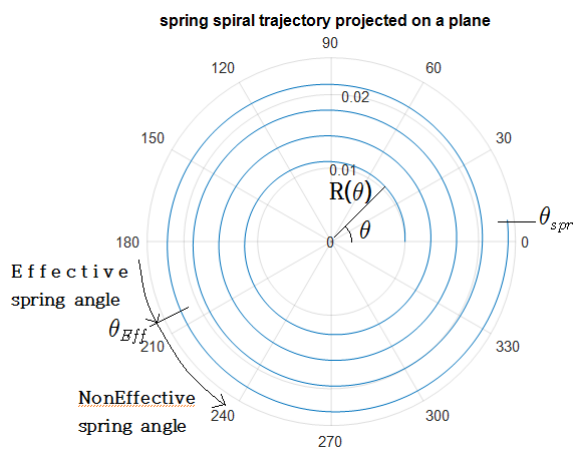


Fig. 5 Plane projected view of the spring on  $R-\theta$  polar coordinates

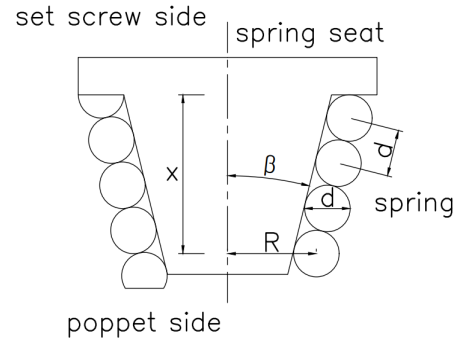


Fig. 6 Side view of the spring settled on the seat

높이 함수이다. 각도  $\beta$ 는 원추형 나선 궤적의 원추각의 반에 해당하는 값이다.  $\beta$  값이 0인 경우에는 반지름  $R$  값이 변화하지 않는 원통형 실린더가 된다. Fig. 6의 스프링 시트는 스프링의 무효 길이 부분과 접촉하여 스프링의 탄성 계수를 변화시키는 것이 주된 기능이지만, 압력이 증가함에 따라 스프링 접촉 부분의 형상이 일그러지는 좌굴(buckling)을 막아주는 기능도 부가적으로 수행할 수 있을 것이다.

③ 낮은 설계 기준 압력  $p_{low}$ 에서 유체 스프링의 탄성에 대등한 코일 스프링 탄성을 얻을 수 있는 스프링 각도 길이  $\theta_{spr}$ 를 결정한다. 다음의 이론 식들이 이용된다.

스프링의 각 지점의 변위  $\Delta\delta_{low}(\theta)$ 는 각도 변수가 0에서  $\theta$ 까지 누적된 변위이며 식 (9)로 주어진다. 압력 설정 나사를 잠구어 주면, 포핏과 접촉한 지점인 ' $\theta = 0$ '인 지점에서 변위가 시작되어 각도  $\theta$ 가 증가됨에 따라 변위가 누적되어 식 (9)와 같이 주어진다.

$$\Delta\delta_{low}(\theta) = \int_0^\theta \frac{p_{low} A_v R(\theta)^3}{GI} d\theta \quad (9)$$

여기서  $I$ 는 스프링 코일의 극면적2차모멘트로서 식 (10)과 같이 주어진다.

$$I = \frac{\pi d^4}{32} \quad (10)$$

압력  $p_{low}$ 에서 유체 스프링의 탄성을  $K_{flowLow}$ 와 코일 스프링의 탄성을  $K_{coilLow}$ 는 각각 식 (11)과 식 (12)로 주어진다.

$$K_{flowLow} = C_d \pi d_v \sin 2\phi p_{low} \quad (11)$$

$$K_{coilLow} = FS \cdot K_{flowLow} \equiv \frac{(p_{low} - 0)A_v}{\Delta\delta_{low}(\theta)} \quad (12)$$

여기서  $FS$ 는 포핏이 불안정하게 크게 열리는 현상을 방지하기 위한 안전계수이다. 식 (12)를 만족하는 순간의  $\theta$  값이 스프링 전체의 각도 길이  $\theta_{spr}$  이 되며, 식 (12)의  $\Delta\delta_{low}(\theta_{spr})$  값이 압력 0에서 압력  $p_{low}$ 까지의 압력 변화에 대한 스프링 변위이다.

④ 낮은 압력  $p_{low}$ 에서 높은 압력  $p_{high}$ 까지 계산 과정에 필요한 누적 변위 변수  $\delta_{old}(\theta)$ 와 유효 스프링 각도 변수  $\theta_{EffOld}$ , 압력  $p$ 를 모두 낮은 압력  $p_{low}$  상태 값으로 초기화하여 식 (13)~(15)로 주어진다.

$$\delta_{old}(\theta) = \Delta\delta_{low}(\theta_{spr}) \quad (13)$$

$$\theta_{EffOld} = \theta_{spr} \quad (14)$$

$$p_{old} = p_{low} \quad (15)$$

⑤ 낮은 압력  $p_{low}$ 에서 높은 압력  $p_{high}$ 까지 작은 증분 압력  $\Delta p$  만큼씩 변화시키면서 변위 변화량  $\Delta\delta(\theta)$ 과 누적 변위  $\delta(\theta)$ 를 계산한다. 여기서 누적 변위의 의미는 압력 값이 0에서 주어진 압력  $p$ 까지 누적된 변위를 뜻한다.

$$p_{new} = p_{old} + \Delta p \quad (16)$$

각도변수  $\theta$ 가  $\theta_{EffOld}$  이내인 유효 스프링 영역에서는 다음 식 (17)으로 변위 변화량이 계산되고, 각도변수  $\theta$ 가  $\theta_{EffOld} \sim \theta_{spr}$ 의 무효 스프링 영역에서는 식 (18)으로 고정 변위로 주어진다.

$$\Delta\delta(\theta) = \int_0^\theta \frac{\Delta p A_v R(\theta)^3}{GI} d\theta \text{ for } 0 \leq \theta \leq \theta_{EffOld} \quad (17)$$

$$\Delta\delta(\theta) = \Delta\delta(\theta_{EffOld}) \text{ for } \theta_{EffOld} \leq \theta \leq \theta_{spr} \quad (18)$$

압력이 증분되기 전의 변위  $\delta_{old}$ 에 변위 변화량  $\Delta\delta(\theta)$ 을 반영한다.

$$\delta_{new} = \delta_{old} + \Delta\delta(\theta) \quad (19)$$

⑥ 단위 변화량 증분된 압력  $p_{new}$ 에서 유체 스프링 탄성 계수  $K_{flowNew}$ 와 유효 스프링 각도  $\theta_{EffNew}$ 를 식 (20)과 식 (21)을 만족하는 조건에서 구한다.

$$K_{flowNew} = C_d \pi d_v \sin 2\phi p_{new} \quad (20)$$

$$K_{coil} = FS \cdot K_{flowNew} \equiv \frac{\Delta p A_v}{\Delta\delta(\theta)} \quad (21)$$

식 (21)에서 변위 변화량  $\Delta\delta(\theta)$ 는 식 (17)으로 계산되는 값이다.

⑦ 압력  $p_{new}$ 가 높은 설계 기준 압력  $p_{high}$ 보다 적으면 각종 매개 변수의 값들을 다음 식들과 같이 갱신하고 ⑤의 단계로 돌아가 반복한다.

$$\delta_{old} = \delta_{new} \quad (22)$$

$$\theta_{EffOld} = \theta_{EffNew} \quad (23)$$

$$p_{old} = p_{new} \quad (24)$$

⑧ 높은 설계 기준 압력  $p_{high}$ 까지 유체 스프링의 탄성과 코일 스프링의 탄성이 평형하도록 하는 이력이 포함되어 있는 누적 변위  $\delta_{new}$ 를 스프링 시트(seat)에 안착된 상태의 스프링 나선 궤적  $X_{seat}(\theta)$ 에 더하여 무부하 자유 상태에서의 스프링 궤적  $X_{free}(\theta)$ 를 산출한다.

$$X_{free}(\theta) = X_{seat}(\theta) + \delta(\theta) \quad (25)$$

이상의 변탄성 스프링 설계과정은 Fig. 7에 주어진 플로우 차트로 요약되어진다.

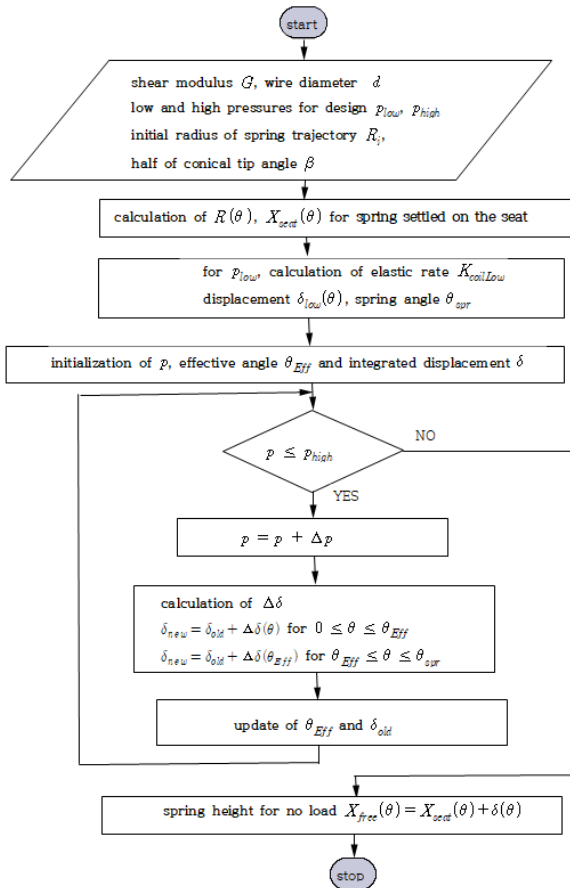


Fig. 7 Flow chart of the procedure to design the variable elasticity spring

#### 4. 적용 사례

변탄성 스프링의 설계 사례로서 원추형 스프링과 원통형 스프링의 두 종류를 설계하였으며, 각각 Fig. 8과 Fig. 9에서 보여 준다. 낮은 설계 기준압력은 70 bar(1bar = 100,000 Pa)로 설정하고, 높은 설계 기준압력은 900 bar로 여유 있게 설정하였다. 실제 사용압력의 범위는 0~210 bar으로 고려하였다.

Fig. 8의 원추형 스프링은 철선 직경  $d$ 는 0.007 m 이고, 초기 나선 반경은 0.01 m이며, 원추 반각  $\beta$ 는 30 도(degree)로 선정하였다. Fig. 8에서 점선 궤적은 압력 900 bar에서 스프링 모든 부분이 시트에 안착된 모습인 Fig. 6에 해당하는 궤적이다. Fig. 8의 실선 궤적은 압력 0 bar의 무부하 상태에서 코일 중심의 궤적으로서 스프링 가공을 위한 궤적을 보여준다.

Fig. 9의 원통형 스프링은 코일 직경  $d$ 는 0.007 m 이고, 초기 나선 반경은 0.01 m이며, 원추 반각  $\beta$ 는 0 도(degree)로 선정하였다. Fig. 9에서도 점선은 압력 900 bar에서 스프링 모든 부분이 시트에 안착된 모습 이고, 실선은 압력 0 bar의 무부하 상태 궤적이다.

Fig. 8~9에 주어진 변탄성 스프링의 탄성율의 거동을 유체력 스프링의 탄성율과 비교하기 위하여 매트랩 프로그램의 계산을 이용하여 확인하였다.

Fig. 10과 Fig. 11에서 변탄성 코일 스프링의 탄성율  $K_{coil}$ 이 유체 스프링의 탄성율  $K_{flow}$ 를 제대로 추적하고 있는 모습을 보여주고 있다. 약 10 % 정도의 차이를 보이는 이유는 유체 탄성보다 코일 스프링의 탄성이 더 작을 경우에 포핏이 불안정하게 열리게 되는 현상을 방지하기 위하여 안전율  $FS$ 를 1.1으로 적용하였기 때문이다. 반면에 종래의 압력제어밸브에서 사용되는 스프링의 일정한 탄성율  $K_{const}$ 는 유체 탄성율  $K_{flow}$ 와 큰 차이를 보인다. 즉, 변탄성 스프링 압력제어밸브는 포핏을 닫아주려는 코일 스프링력과 포핏을 열어주려는 유체 스프링력이 유사하여 압력의 변화가 적는데 반하여, 기존의 일정한 탄성 스프링 압력제어밸브에서는 코일 스프링력과 유체 스프링력의 차이로 인하여 압력의 변화가 크게 발생할 것이다. 이러한 압력의 변화는 Fig. 1의 ‘포핏 닫힘 유체력’ 구조의 밸브에서는 코일 스프링의 포핏 닫힘력을 더욱 가중시켜서 압력의 상승을 더욱 크게 유발시키게 된다.

Fig. 10은 압력 설정 나사의 변위  $x_{scr}$ 의 변화에 대하여 탄성율의 변화를 보여주는 그림인 반면에, Fig. 11은 크래킹 압력의 크기에 대하여 탄성율의 변화를 보여주는 그림이다. Fig. 10에서 유체 스프링의 탄성율  $K_{flow}$ 가 압력에 비례하여 증가하며, 코일 스프링의 탄성율  $K_{coil}$ 도 유체 스프링의 탄성율에 상응하도록 설정하였기 때문에 압력 설정 나사의 변위가 증가함에 따라 압력도 증가하여 대응하는 탄성율 값들도 단순 직선 형상보다 더 빠르게 증가하여 완만한 상향 쌍곡선 모양으로 증가한다. 반면에 Fig. 11에서는 유체 스프링의 탄성율  $K_{flow}$ 는 설정 압력(크래킹 압력)에 비례하여 직선 형상으로 상승하며, 코일 탄성 계수  $K_{coil}$ 도 유체 탄성 계수  $K_{flow}$ 와 균형되도록 설정하였기 때문에 직선 형상으로 상승한다.

Fig. 8~9에 주어진 변탄성 스프링을 적용한 릴리프 밸브의 압력 정밀도, 즉 포핏 변위와 유량의 증대에 따른 압력 상승(압력 오버라이드)의 정량적 크기를 컴퓨터를 이용하여 계산하였다. 압력 조절 나사의 조절에 의한 스프링 압축 변위  $x_{scr}$ 와 포핏 변위  $x_{ppt}$ 에 대하여 대응하는 스프링의 탄성율을 구하고, 수식 (1)~(6) 수식을 적용하여 릴리프 밸브의 유량과 압력을 구하는 과정을 매트랩 언어로 프로그램하였다.

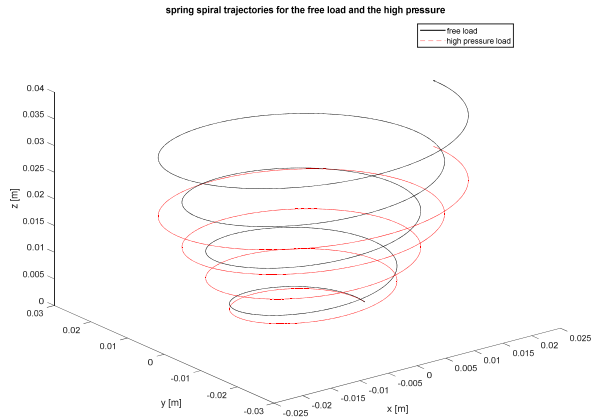


Fig. 8 Trajectories of the cone spring designed for the pressure of 0 bar free load and 900 bar. (Design conditions : 70 bar low and 900 bar high,  $d=0.007$  m,  $R_i=0.01$  m,  $\beta=30^\circ$ )

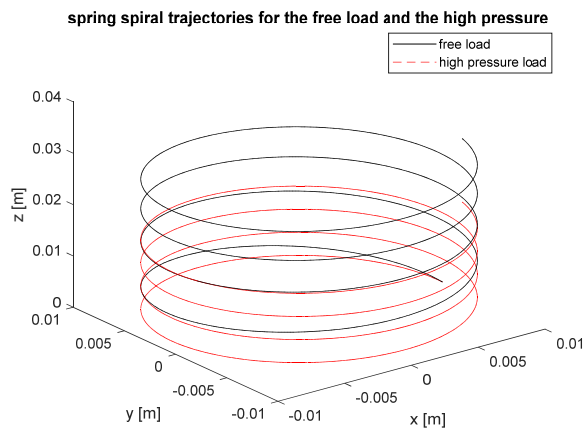


Fig. 9 Trajectories of the cylindrical spring designed for the pressure of 0 bar free load and 900 bar. (Design conditions : 70 bar low and 900 bar high,  $d=0.007$  m,  $R_i=0.01$  m,  $\beta=0^\circ$ )

Fig. 8과 Fig. 9의 변탄성 스프링의 모습은 다르지만 설계 조건이 동일하여 결과 성능도 동일하게 나타난다.

Fig. 12에서 변탄성 스프링의 릴리프 밸브와 일정한 탄성 스프링의 릴리프 밸브, 포핏-단힘 유체력 구조의 릴리프 밸브의 세 가지 밸브에 대한 압력 정밀도를 보여준다. 릴리프 밸브의 정밀도의 의미는 유량의 변화에 대하여 압력의 변화가 적은 것이 정밀한 것이다. Fig. 12는 포핏의 열림 변위량이 0~0.68 mm에 대한 밸브 유량과 압력의 특성을 보여준다.

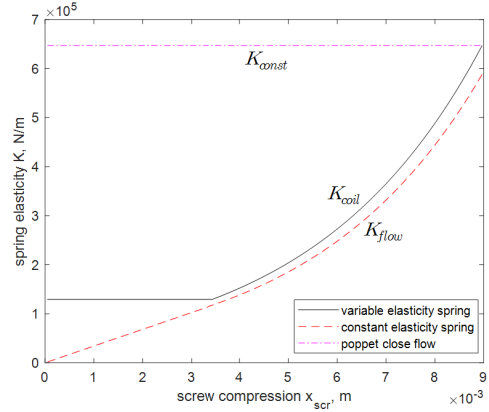


Fig. 10 Spring elastic rate against the displacement  $x_{scr}$  of the pressure set screw

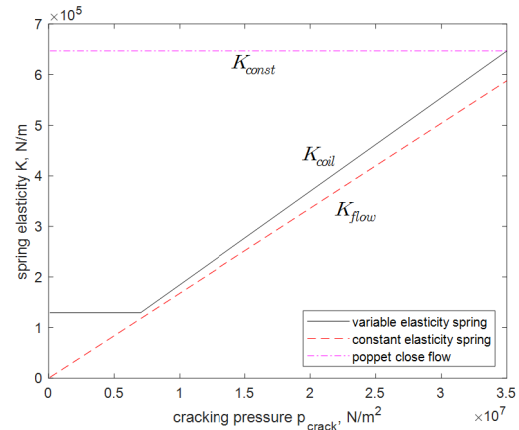


Fig. 11 Spring elastic rate against the cracking  $p_{crack}$

밸브의 설정압력(혹은 크래킹 압력)이 50 bar인 경우에는 변탄성 스프링 밸브의 변탄성 기능이 적용되지 않는 압력 영역이다. 하지만 변탄성 밸브의 낮은 설계 압력이 70 bar 이어서, 50 bar 설정 압력과 차이가 적으며, 변탄성 스프링 밸브의 압력 상승이 4 bar 정도로 매우 낮았다. 기존의 일정한 탄성 스프링 밸브의 압력은 23 bar 정도로 크게 상승하였으며, 포핏-단힘 유체력 구조의 밸브에서는 무려 40 bar 가까이 엄청나게 압력이 상승하였다.

밸브의 설정압력(혹은 크래킹 압력)이 100 bar인 경우에는 유량이 증가함에 따라 변탄성 스프링 밸브의 압력이 상승하는 정도가 정량적으로 매우 작은 모습을 보인 반면에 일정한 탄성 스프링 밸브의 압력 상승은 여전히 15 bar 정도의 큰 값을 보이고 있다. 포핏-단힘 유체력 구조의 밸브에서는 40 bar 가까이 압력이 상승하여 변탄성 스프링 밸브의 압력 상승과 매우 차이를 보이고 있다. 밸브의 설정압력(혹은 크래킹 압력)이 150 bar로 높은 압력 영역에서도



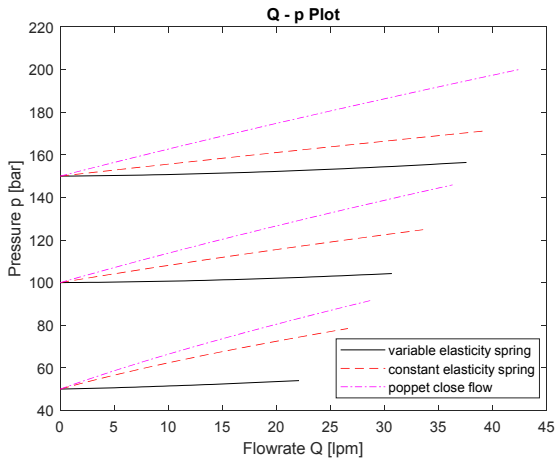


Fig. 12 Plots of the flow-pressure ( $Q-p$ ) characteristics for the three relief valve types

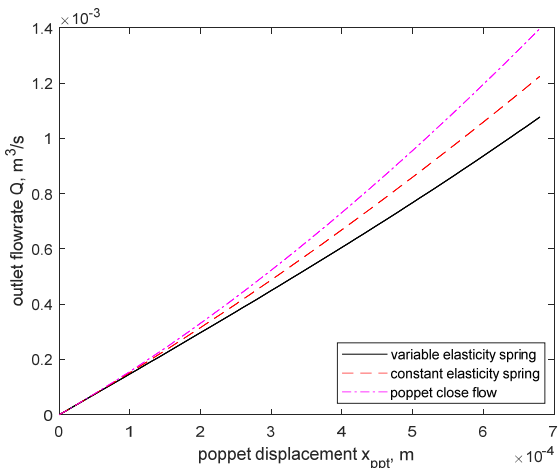


Fig. 13 Plots of the poppet displacement-flow ( $x_{ppt} - Q$ ) characteristics

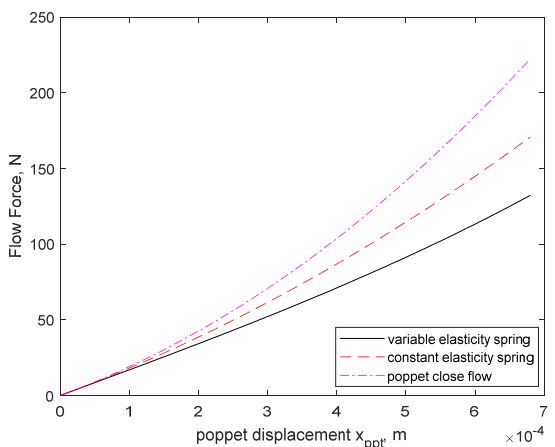


Fig. 14 Plots of the poppet displacement - flow force ( $x_{ppt} - F_{flow}$ ) characteristics

변탄성 스프링 밸브의 압력은 설정 압력의 크기에 관계 없이 수 bar 정도의 작은 압력 상승을 보이며, 일정한 탄성 스프링 밸브와 포핏-단힘 유체력 구조의 밸브의 압력 상승보다 현격히 작은 결과이다.

Fig. 13과 Fig. 14에서 포핏 변위의 변화에 대한 유량의 크기와 유체력의 크기를 정량적으로 보여주고 있다. 시뮬레이션 조건의 크래킹 압력이 100 bar 인데, Fig. 12에서 중간 위치의 유량-압력 선도에 대한 조건이다. 밸브를 통과하는 유량과 유체력이 변탄성 스프링을 사용한 경우가 가장 선형적인 포핏변위-유량의 특성을 보이며, 포핏 단힘 유체력 구조에서 가장 비선형적이며, 포핏 변위가 증가함에 따라 직선형상으로부터 벗어나는 정도가 증대하였다. 그 이유는 Fig. 12에서 관측한 바와 같이 포핏 단힘 유체력 구조와 포핏 열림 구조이나 일정 탄성 스프링을 적용한 구조에서 밸브 압력도 더 크게 증대하였기 때문이다. 즉, 압력이 증대함에 따라 동일한 포핏 변위에 대하여 유량이 증대하고, 유량이 증대함에 따라 유체력도 증대하였다.

Fig. 14에서 크래킹 압력이 100 bar 이고 포핏 변위가 0.68 mm 인 조건에서 유체력의 정량적 크기는 100 bar 크래킹 압력의 힘인 636.2 N에 대하여, 변탄성 스프링의 경우에 20 % 수준이며, 일정한 탄성 스프링 밸브의 경우에 25 % 이며, 포핏-단힘 유체력 구조의 밸브에서는 34 % 으로서 Fig. 12의 압력 오버라이드 특성과 유사한 경향을 보였다.

## 5. 결론

본 연구에서 직동형 릴리프 밸브의 압력 오버라이드를 줄이고 제어 정밀도를 향상시키는 방안으로서 포핏 열림 유체력 구조에 변탄성 스프링을 적용하는 방안을 제시하고, 아울러 변탄성 스프링의 설계 절차와 설계 사례, 변탄성 스프링을 적용한 직동형 릴리프 밸브의 압력 제어 성능을 매트랩 시뮬레이션을 통하여 검증하였다.

시뮬레이션 결과에서 기존의 포핏 단힘 유체력 구조에 고정 탄성 스프링을 적용한 경우가 가장 큰 압력 오버라이드와 낮은 압력 제어 정밀도를 보였으며, 포핏 열림 유체력 구조에 변탄성 스프링을 적용한 경우가 현격히 작은 압력 오버라이드와 우수한 압력 제어 정밀도를 보였다. 포핏 열림 유체력 구조에 고정 탄성 스프링을 적용한 경우는 앞 선 두 경우의 중간 정도의 성능을 보였으며, 특히 낮은 압력 영역에

서 높은 압력 오버라이드를 보였다.

향후 본 연구에서 제시한 변탄성 스프링을 적용한 릴리프 밸브의 시제품을 제작하고 시제품의 성능을 실험적인 방법으로 검증하는 연구를 수행할 계획이다.

### 후 기

이 연구는 금오공과대학교 학술연구비로 지원되었음(과제 번호:2020-0128-0001).

### References

- 1) H. A. Khan and S.-N. Yun, "Modeling and Simulation of an EPPR Valve Coupled with a Spool Valve", Journal of Drive and Control, Vol.16, No.2, pp.30-35, 2019.
- 2) M. K. Hyun and J. Y. Huh, "An Analysis of the Dynamic Characteristics of a Spool Type Pressure Control Valve", Journal of Drive and Control, Vol.15, No.4, pp.61-66, 2018.
- 3) J. H. Yoon et al., "Simulation of EPPR Valve Flow Force Characteristic using CFD Analysis", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.1, pp.14-22, 2017.
- 4) S. W. Kim, Y. M. Seo and H. S. Ahn, "Optimization of Poppet Shape to Minimize Override on Direct acting Relief Valve", Drive-Control 2015 Spring Conference, pp. 165-171, 2015.
- 5) Ill Yeong Lee and Technique Education Business Division in Bosch Rexroth Korea, "Hydraulic Engineering", Munundang, 2nd Edition, pp.220-223 and 232-244, 2019.
- 6) Robert Eugene Rennington II, "A Numerical and Experimental Investigation of Direct Acting Differential Area Relief Valves", A dissertation submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy, Department of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of South Florida, May 2002.