스파이럴 그루브가 가공된 스폴밸브의 윤활 특성 연구

홍성호 · 손상익 · 김경웅[†]

KAIST 기계항공시스템학부

A Study on the Lubrication Characteristics of Spool Valve with Spiral Groove

Sung-Ho Hong, Sang-Ik Son and Kyung-Woong Kim[†]

School of Mechanical, Aerospace & Systems Engineering, KAIST

(Received August 2, 2012; Revised October 12, 2012; Accepted October 20, 2012)

Abstract – In this research, spool valves with spiral grooves are suggested and their lubrication characteristics are investigated by numerical analysis. The three-dimensional flow field is obtained by solving the Navier-Stokes equations in dimensionless form, so that the performance variables such as lateral force, friction force and volume flow rate are determined. Also, the lubrication characteristics of spool valves with spiral grooves are compared with those with typical grooves under variable working conditions. It is shown that spool valves with spiral grooves can get better performance in aspect of mitigation of uneven pressure distribution surrounding spool. Moreover, it is found that the minimum distance between spool edges and grooves, the type of spiral groove, and the groove angle have noticeable effect on the lubrication characteristics.

Keywords – spool valve(스폴밸브), spiral groove(스파이럴 그루브), lateral force(측력), volume flow rate(누설량), friction force(마찰력), CFD(전산유체역학)

1. 서 론

유압 밸브는 유압 펌프 등에 의해 가압된 유압유의 유량, 흐름의 방향 및 압력을 제어하기 위해 사용하는 장치이다. 그 중 스폴밸브는 Fig. 1과 같이 스폴과 슬리브로 구성되어 있으며 굴삭기와 트랙터의 작동레버에 사용되거나 자동차 인젝터에 많이 사용된다. 그러나 직선 왕복운동을 하는 스폴밸브에는 유체고착(hydraulic lock)이 문제가 되고 있다. 유체고착현상은 스폴의 원주방향으로 형성된 불균일한 압력분포로 인해 측력이 발생하는데, 이로 인해 스폴이 슬리브 내벽쪽으로 치우치게 되고 그 결과 스폴과 슬리브 사이의 접촉으로 인해 마찰과 마모가 발생하고 이 현상이 더욱 악화되어 시스템이

더 이상 작동이 되지 않는 상태를 나타낸다. 이 문제를 해결하는 가장 대표적인 방법이 스폴의 랜드부분에 원주방향으로 여러 개의 그루브를 가공하는 것이다. 원주방향으로 가공된 여러 개의 그루브는 스폴 주위에 형성된 불균일한 압력분포를 균일하게 하는 역할을 한다. 스폴밸브에 대한 기존 연구들을 살펴보면, 1951년에 Sweeny가 처음으로 스폴밸브의 유체고착과 그루브의 효과에 대해 언급하였다[1]. 그 이후에 스폴밸브에 대한 다양한 연구가 진행되어 왔다[2-6]. 그러나 아직 스폴밸브의 그루브 가공에 대한 연구는 미흡하다. 기존의 전형적인 그루브는 등간격으로 가공되어 있고 그루브들은 서로 연결되어 있지 않다. 따라서 그루브가 있는 영역에서는 압력 불균형을 완화하는 효과가 나타나지만 그루브와 그루브 사이의 영역에서는 그렇지 않다. 따라서 하나로 연결된 스파이럴 그루브를 스폴밸브에 가공함으로써 전체적으로 압력불균형을 완화하는 효과를 가져올 수 있

[†]Corresponding Author: taeho@kaist.ac.kr

© 이 논문은 한국윤활학회 2012년도 추계 학술대회(2012.10.17~19. 제주) 발표논문임.

(a)

(b)

Fig. 1. Spool valve (a) Sleeve (b) Spool.

(a)

(b)

Fig. 2. (a) Schematic of spiral type-1 groove (b) Planar figure of spool with spiral type-1.

다. 본 연구에서는 스파이럴 그루브의 압력불균형 완화 효과에 초점을 두고 윤활특성을 평가하였다. 3가지 타입의 스파이럴 그루브들이 가공된 스톱밸브들을 제안하고 기존의 전형적인 그루브가 가공된 스톱밸브와 축력, 누설량, 마찰력 측면에서 윤활특성을 비교하였다. 그리고 스톱밸브와 같이 그루브의 깊이가 틈새보다 아주 큰 경우에 대한 해석에서 보다 타당하다고 알려진 Navier-Stokes 방정식을 이용하여 해석을 수행하였다[7].

2. 본 론

2-1. 스파이럴 그루브의 종류 및 4가지 작동조건

(a)

(b)

Fig. 3. (a) Schematic of spiral type-2 groove (b) Planar figure of spool with spiral type-2.

(a)

(b)

Fig. 4. (a) Schematic of spiral type-3 groove (b) Planar figure of spool with spiral type-3.

스파이럴 그루브는 그 형태에 따라 3가지 타입으로 구분하였다. Spiral type-1은 Fig. 2(a)와 같이 하나의 스파이럴 그루브가 가공된 형태이고 spiral type-2는 Fig. 3(a)와 같이 2개의 스파이럴 그루브가 같은 방향으로 회전하며 가공된 형태이고 spiral type-3는 Fig. 4(a)와 같이 2개의 스파이럴 그루브가 서로 반대 방향으로 회전하며 교차하는 형태이다. 특히 spiral type-2와 spiral type-3에서 2 개의 스파이럴 그루브의 시작위치는 180도의 위상 차이를 가진다. 그리고 3가지 스파이럴 그루브의 단면형상은 정사각형으로 동일하고 스톱 선단 으로부터 그루브의 시작위치까지의 거리인 l_1 도 동일하다. Fig. 2(b), Fig. 3(b), Fig. 4(b)는 spiral type-1, 2, 3의 스톱 표면을 펼친 그림이다. Fig. 5와 같이 스파이럴 그루브가 시작되는 각도를 θ_s 라 정의하면 이때 스파이럴 그루브들의 θ_s 는 0.5π 로 동일하다.

스톱밸브는 다양한 운전조건에서 작동을 한다. 따라서 양쪽 경계에서의 압력조건, 슬리브의 운동 방향, 스톱의 틸팅 방향에 따라 Fig. 6과 같이 4가지 작동조건

Fig. 5. Definition of θ (a) Spiral type-1 (b) Spiral type-2.

Fig. 6. Working conditions.

을 정의하고 해석을 수행하였다. Condition-1은 좌측의 경계 압력이 우측의 경계 압력보다 크고 스푼이 왼쪽에서 오른쪽으로 움직이며 또한 스푼이 시계 방향으로 틸팅되어 있는 경우이다. Condition-2는 condition-1과 비교시, 슬리브의 운동 방향만 반대이고 나머지 조건은 동일한 경우이다. 그리고 condition-3은 condition-1과 비교하면 다른 조건들은 같으나 스푼의 틸팅 방향만 반시계 방향으로 반대이고 condition-4는 condition-1과 비교하여 양쪽의 경계 압력은 같으나 스푼의 틸팅 방향과 슬리브의 운동 방향이 반대인 경우이다.

2.2. 해석 대상

Fig. 7은 typical type의 그루브가 가공된 스푼밸브의 해석모델을 나타낸다. 길이가 l 이고 반경이 r_1 인 스푼이 반경이 r_0 인 슬리브 안에 놓여져 있다. 이때 스푼은 α 만큼 틸팅되어 있고 슬리브가 z 축 방향으로 u_0 의 속도로 움직이며 해석 영역 가장자리에서의 경계압력은 각각 p_0, p_r 이다. 스푼의 양 끝에서 첫번째 그루브까지

Fig. 7. Schematic of spool valve with typical type groove (dimensional form).

Fig. 8. Schematic of spool valve with typical type groove (non-dimensional form).

Fig. 9. Schematic of spool valve with spiral type-1 groove (non-dimensional form).

의 길이는 l_1 이고 그루브 사이의 간격은 l_3 이며 그루브의 폭과 깊이는 l_2 와 h_2 이다. 이때 그루브 사이의 간격의 크기는 같다. Fig. 8은 Fig. 7의 무차원 모델을 나타낸다. Fig. 9는 spiral type-1의 그루브가 가공된 스푼밸브의 무차원 모델을 나타낸다. 모든 해석 대상에서 스푼의 편심은 고려되지 않고 틸팅만 고려되었다.

2-3. 지배방정식

해석에 사용된 지배방정식은 정상상태, 비압축성인 유체에 대해 중력의 영향을 무시한 3차원 Navier-Stokes 방정식이고 이때 상용 전산유체해석 프로그램 (FLUENT)을 이용하여 해석을 수행하였다. 해석에서는 원통형 좌표계의 연속방정식, 운동량 방정식을 사용하였다.

해석 영역 양쪽 경계에서의 압력조건은 다음과 같다.

$$z = -\frac{l}{2}, \quad p = p_0 \quad (1)$$

$$z = \frac{l}{2}, \quad p = p_r \quad (2)$$

연속방정식을 무차원화하면 다음과 같다.

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial(\bar{r}\bar{v}_r)}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial(\bar{v}_\theta)}{\partial \bar{\theta}} + \frac{1}{R} \frac{\partial(\bar{v}_z)}{\partial \bar{z}} = 0 \quad (3)$$

여기서 무차원 파라미터들은 다음과 같다.

$$\bar{r} = \frac{r}{r_0}, \quad \bar{z} = \frac{z}{l}, \quad \bar{v}_r = \frac{v_r}{u_0}, \quad \bar{v}_\theta = \frac{v_\theta}{u_0}, \quad \bar{v}_z = \frac{v_z}{u_0}, \quad R = \frac{l}{r_0} \quad (4)$$

다음으로 운동량 방정식을 무차원화하면 다음과 같다. $\bar{r}$ 방향

$$\begin{aligned} & \text{Re} \left(\bar{v}_r \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{r}} + \frac{\bar{v}_\theta \partial \bar{v}_r}{\bar{r} \partial \bar{\theta}} + \frac{\bar{v}_z \partial \bar{v}_r}{R \partial \bar{z}} - \frac{\bar{v}_\theta^2}{\bar{r}} \right) \\ &= -RB \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{B} \left[\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial \bar{\theta}^2} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial \bar{z}^2} - \frac{\bar{v}_r}{\bar{r}^2} - \frac{2}{\bar{r}^2} \frac{\partial \bar{v}_\theta}{\partial \bar{\theta}} \right] \end{aligned} \quad (5)$$

θ 방향

$$\begin{aligned} & \text{Re} \left(\bar{v}_r \frac{\partial \bar{v}_\theta}{\partial \bar{r}} + \frac{\bar{v}_\theta \partial \bar{v}_\theta}{\bar{r} \partial \bar{\theta}} + \frac{\bar{v}_z \partial \bar{v}_\theta}{R \partial \bar{z}} + \frac{\bar{v}_r \bar{v}_\theta}{\bar{r}} \right) \\ &= -\frac{RB}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\theta}} + \frac{1}{B} \left[\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \frac{\partial \bar{v}_\theta}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial^2 \bar{v}_\theta}{\partial \bar{\theta}^2} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \bar{v}_\theta}{\partial \bar{z}^2} - \frac{\bar{v}_\theta}{\bar{r}^2} + \frac{2}{\bar{r}^2} \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{\theta}} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

$\bar{z}$ 방향

$$\begin{aligned} & \text{Re} \left(\bar{v}_r \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial \bar{r}} + \frac{1}{\bar{r}} \bar{v}_\theta \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial \bar{\theta}} + \frac{\bar{v}_z \partial \bar{v}_z}{R \partial \bar{z}} \right) \\ &= -B \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} + \frac{1}{B} \left[\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\bar{r} \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial^2 \bar{v}_z}{\partial \bar{\theta}^2} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \bar{v}_z}{\partial \bar{z}^2} \right] \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 무차원 파라미터들은 다음과 같다.

$$P = \frac{(p-p_0)c^2}{\eta u_0 l}, \quad B = \frac{r_0}{c}, \quad \text{Re} = \frac{\rho u_0 c}{\eta} \quad (8)$$

그리고 압력의 경계조건을 나타내는 식 (1)와 (2)를 무차원화하면 다음과 같다.

$$\bar{z} = -0.5, \quad P = 0 \quad (9)$$

$$\bar{z} = 0.5, \quad P = P_r \quad (10)$$

여기서 무차원 파라미터는 다음과 같다.

$$P_r = \frac{(p_r-p_0)c^2}{\eta u_0 l} \quad (11)$$

그리고 Fig. 8에서 $\bar{r}, \bar{\theta}, \bar{z}$ 의 범위는 아래와 같다.

$$1 - \left(\frac{1}{B} - \frac{\bar{z}S}{B} \cos \theta + \frac{H_2}{B} \right) \leq \bar{r} \leq 1 \quad (12)$$

$$0 \leq \theta \leq 2\pi \quad (13)$$

$$-0.5 \leq \bar{z} \leq 0.5 \quad (14)$$

이렇게 해석 영역을 정의하기 위해서는 아래와 같은 무차원 파라미터들이 필요하다.

$$L_1 = \frac{l_1}{l}, \quad L_2 = \frac{l_2}{l}, \quad L_3 = \frac{l_3}{l}, \quad H_2 = \frac{h_2}{c}, \quad n, \quad S = \frac{l\alpha}{c} \quad (15)$$

여기서 n 은 그루브 개수를 나타낸다.

스풀과 슬리브의 틈새유동에 대해 Navier-Stokes 방정식을 무차원화하면 10개의 무차원 파라미터들로 문제가 정의된다.

스풀밸브의 윤활특성은 측력(lateral force), 누설량(volume flow rate), 마찰력(friction force)으로 평가하였다. 측력은 Fig. 10에서 보는 바와 같이 스풀 표면에 작용하는 압력의 수직성분을 적분함으로써 얻어지는 값으로 식 (16)과 같다. 이 측력은 스풀을 슬리브 내벽 쪽으로 치우치게 하거나 스풀을 슬리브의 중심으로 향하게 하는데 전자가 유체고착을 발생시키고 후자는 유체고착을 방지한다. 누설량은 식 (17)와 같이 스풀의 출구(outlet)에서 속도 성분을 적분함으로써 구해진다. 식 (18)에서 F 는 스풀 표면에 작용하는 점성 마찰력으로 스풀 표면의 전단응력을 적분함으로써 구해진다.

$$Fl = \int_{-2/l}^{2/l} \int_0^{2\pi} p \cos \theta r_1 d\theta dz \quad (16)$$

Fig. 10. Cross section of spool valve.

$$Q = \int u dA = \int_0^{2\pi} \left(-\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{u_0 h}{2} \right) r_1 d\theta \quad (17)$$

$$F = \int \tau_w dA = \int_{-l/2}^{l/2} \int_0^{2\pi} \left(-\frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\eta u_0}{h} \right) r_1 d\theta dz \quad (18)$$

무차원 축력, 무차원 누설량 그리고 무차원 마찰력은 다음과 같다.

$$Fl^* = \frac{Flc^2}{\eta u_0 r_1 l^2} \quad (19)$$

$$Q^* = \frac{Q}{u_0 c r_1} \quad (20)$$

$$F^* = \frac{Fc}{\eta u_0 r_1 l} \quad (21)$$

2.4. 해석 결과

2-4-1. 4가지 작동 조건에서 typical type의 그루브와 spiral type의 그루브가 가공된 스폴밸브의 윤활특성

기존의 typical type의 스폴밸브와 새롭게 제안한

Fig. 11. Planar figure of spool with various grooves (a) Typical type (b) Spiral type-1 (c) Spiral type-2 (d) Spiral type-3.

spiral type의 스폴밸브에 대해 Fig. 6에서 언급한 4가지 작동조건들에서 윤활특성을 비교하였다. Spiral type의 스폴밸브에서 그루브의 시작위치를 나타내는 θ_s 는 90도로 동일하게 하였다. 이때 typical type의 스폴밸브에 대한 계산조건은 Table 1과 같고 spiral type의 스폴밸브에 대한 계산조건은 Table 2와 같다. Fig. 11은 typical type과 spiral type의 스폴 표면들을 펼친 그림이다. Fig. 12는 그루브 종류와 작동 조건의 변화에 대한 무차원 축력을 나타낸다. 무차원 축력의 절대값

Table 1. Nondimensional parameters for numerical calculation (variation of working conditions, typical type)

R	S	L_1	L_2	L_3	H_2	P_r	n	B	Re
2.66	-0.796 0.796	0.075	0.025	0.14	50	-0.371	6	751	2.14

Table 2. Nondimensional parameters for numerical calculation (variation of working conditions, spiral type-1, 2, 3)

R	S	L_1	L_2	H_2	P_r	n	θ_r	B	Re
2.66	-0.796	0.075	0.025	50	-0.371	1	12π	751	2.14
2.66	-0.796	0.075	0.025	50	-0.371	2	6π	751	2.14

Fig. 12. Dimensionless lateral force with variation of working conditions and groove types.

Fig. 13. Direction of θ .

측면에서 절대값이 작다는 것은 그루브가 압력 불균형을 잘 완화한다는 의미이다. Condition-1, condition-4의 경우에는 spiral type-1의 그루브가 가공되었을 때 무차원 축력의 절대값이 가장 작으며 condition-2의 경우에는 spiral type-2, condition-3의 경우에는 typical type의 그루브가 가공되었을 때 무차원 축력의 절대값이 가장 작다.

Fig. 13과 같이 θ 를 정의를 하고 θ 가 0도와 180도 일 때의 축 방향의 압력분포를 통해 그루브의 압력 불균형 완화효과를 살펴보았다. Fig. 14는 condition-1인 경우에 전형적인 그루브의 압력분포를 3가지 스파이럴 그루브의 압력분포와 각각 비교를 하였다. Spiral type-1인 경우에 θ 가 0도와 180도 일 때의 압력분포선이 이루는 면적이 가장 작다. 따라서 압력 불균형 완화 효과가 크므로 축력이 작게 나타난다. 한 방향으로 스파이럴 그루브가 가공된 스펙밸브들이 4가지 작동조건 중에 3가지 경우에서 축력의 절대값이 가장 작았다. 따라서 한 방향으로 가공된 spiral type의 스펙밸브가 typical type의 스펙밸브보다 압력불균형 완화효

(a)

(b)

(c)

Fig. 14. Dimensionless pressure distribution in the axial direction (condition-1) (a) Typical type & spiral type-1 (b) Typical type & spiral type-2 (c) Typical type & spiral type-3.

과가 뛰어나다. 그루브의 타입에 따라 Fig. 15와 같이 θ 가 0도와 180도 부근에서 스펙의 양 선단으로부터

Fig. 15. Distance from edges of spool to the nearest groove at $\theta = 0$ and $\theta = \pi$ (a) Spool with spiral type-1 groove (b) Spool with spiral type-3 groove.

Fig. 16. Dimensionless volume flow rate with variation of working conditions and groove types.

그루브까지의 최소거리는 다르다. 이 거리는 유막 압력이 가장 크고 작은 영역인 θ 가 0도와 180도 부근에서의 거리이므로 그루브의 압력 불균형 완화 효과에 큰 영향을 준다.

Fig. 16은 그루브 종류와 작동 조건의 변화에 대한 무차원 누설량을 나타낸다. 슬리브가 고압측에서 저압측으로 운동할 때(condition-1, condition-3)는 typical type의 경우가 spiral type의 경우보다 무차원 누설량이 작으나 슬리브가 저압측에서 고압측으로 운동할 때(condition-2, condition-4)는 typical type의 경우가 spiral type의 경우보다 무차원 누설량이 더 많다. Fig. 17은 condition-1에서 스톱밸브의 우측 출구에서 축 방향의 무차원속도 분포를 나타낸다. 출구에서의 단면적은 동일하므로 θ 가 0도, 90도, 180도, 270도에서의 축 방향의 속도분포를 살펴보면 누설량의 크기를 비교할 수 있다. Condition-1에서는 typical type의 경우에

Fig. 17. Dimensionless velocity distribution in the axial direction (condition-1) (a) $\theta = 0$ (b) $\theta = 0.5\pi$ (c) $\theta = \pi$ (d) $\theta = 1.5\pi$.

Fig. 18. Dimensionless friction force with variation of working conditions and groove types.

Fig. 19. Typical type of spool ($n=2, 3, 6$).

축 방향의 속도가 가장 작아 누설량이 가장 작음을 확인할 수 있다. Fig. 18은 그루브 종류와 작동 조건의 변화에 대한 무차원 마찰력을 나타낸다. 같은 작동조

건에서 그루브 타입에 의한 무차원 마찰력의 차이는 거의 없다.

2-4-2. spiral type-1의 그루브가 가공된 스톱밸브의 윤활 특성

작동조건이 condition-1인 경우에 spiral type-1의 스톱밸브에 대해 그루브 회전수를 변경하여 윤활특성을 살펴보았다. 이때 그루브의 단면 형상과 단면적이 같고 그루브의 총 회전수를 동일하게 하고 typical type의 경우와 spiral type-1의 경우의 윤활특성을 비교하였다. 또한 θ_s 의 변화에 의한 윤활특성도 살펴보았다.

Typical type의 경우는 Fig. 19에서 보여지는 바와 같이 그루브들이 동일한 간격을 유지하며 배열된다. Typical type의 스톱밸브에 대한 계산 조건은 Table 3과 같고 spiral type-1의 스톱밸브에 대한 계산 조건은 Table 4와 같다. Fig. 20은 그루브 개수와 회전수의 증가에 대한 무차원 축력, 누설량, 마찰력을 나타낸다. 그루브의 회전 수가 증가할수록 무차원 축력은 spiral type-1의 경우가 typical type의 경우보다 78%, 69%, 61%로 각각 감소한다. 그루브 회전수가 증가할수록 spiral type-1의 경우가 typical type의 경우보다 무차원 누설량은 각각 20%, 21%, 23%로 증가하고 무차원 마찰력은 1.3%, 0.76%, 0.44%로 증가량이 거의 없다.

Spiral type-1의 스톱밸브에서 θ_s 의 변화에 의한 윤활특성을 파악하는데 사용한 계산조건은 Table 5와 같다. 이때 그루브의 총 회전수를 나타내는 θ_s 는 6π 이다. Fig. 21은 θ_s 의 변화에 대한 무차원 축력, 무차원 누설량, 무차원 마찰력을 나타낸다. θ_s 가 0.5π 일 때

Table 3. Nondimensional parameters for numerical calculation (typical type, $n=2, 3, 6$)

R	S	L_1	L_2	L_3	H_2	P_r	n	B	Re
2.66	-0.796	0.075	0.025	0	50	-0.371	2	751	2.14
2.66	-0.796	0.075	0.025	0.388	50	-0.371	3	751	2.14
2.66	-0.796	0.075	0.025	0.140	50	-0.371	6	751	2.14

Table 4. Nondimensional parameters for numerical calculation (spiral type-1, $\theta_s = 4\pi, 6\pi, 12\pi$)

R	S	L_1	L_2	H_2	P_r	n	θ_s	B	Re
2.66	-0.796	0.075	0.025	50	-0.371	1	4π	751	2.14
2.66	-0.796	0.075	0.025	50	-0.371	1	6π	751	2.14
2.66	-0.796	0.075	0.025	50	-0.371	1	12π	751	2.14

Fig. 20. Comparison of lubrication characteristics with variation of revolution (condition-1, typical & spiral type-1) (a) Lateral force (b) Volume flow rate (c) Friction force.

Fig. 21. Dimensionless lateral force, volume flow rate and friction force with variation of θ_s (spiral type-1 groove) (a) Lateral force and volume flow rate (b) Friction force.

무차원 측력은 가장 작으나 무차원 누설량은 가장 크다. 그러나 θ_s 의 변화에 따른 무차원 마찰력은 거의 변화가 없다.

Table 5. Nondimensional parameters for numerical calculation (variation of θ_s , spiralttype-1)

R	S	L_1	L_2	H_2	P_r	n	θ_r	B	Re
2.66	-0.796	0.075	0.025	50	-0.371	1	6π	751	2.14

Table 6. Nondimensional parameters for numerical calculation (typical type, $n = 4, 6, 12$)

R	S	L_1	L_2	L_3	H_2	P_r	n	B	Re
2.66	-0.796	0.075	0.025	0.25	50	-0.371	4	751	2.14
2.66	-0.796	0.075	0.025	0.14	50	-0.371	6	751	2.14
2.66	-0.796	0.075	0.025	0.05	50	-0.371	12	751	2.14

Fig. 22. Comparison of lubrication characteristics with variation of revolution (condition-1, typical & spiral type-2) (a) Lateral force (b) Volume flow rate (c) Friction force.

Fig. 23. Dimensionless lateral force, volume flow rate and friction force with variation of θ_s (spiral type-2 groove) (a) Lateral force and volume flow rate (b) Friction force.

2-4-2. spiral type-2의 그루브가 가공된 스톱밸브의 윤활 특성

작동조건이 condition-1인 경우에 spiral type-2의 스톱밸브에 대해 윤활특성을 살펴보았다.

Table 7. Nondimensional parameters for numerical calculation (spiral type-2, $\theta_r = 8\pi, 12\pi, 24\pi$)

R	S	L_1	L_2	H_2	P_r	n	θ_r	B	Re
2.66	-0.796	0.075	0.025	50	-0.371	2	8π	751	2.14
2.66	-0.796	0.075	0.025	50	-0.371	2	12π	751	2.14
2.66	-0.796	0.075	0.025	50	-0.371	2	24π	751	2.14

Table 8. Nondimensional parameters for numerical calculation (variation of θ_s , spiral type-2)

R	S	L_1	L_2	H_2	P_r	n	θ_r	B	Re
2.66	-0.796	0.075	0.025	50	-0.371	2	6π	751	2.14

여기서 typical type의 스톱밸브와 윤활특성을 비교하였고 θ_s 의 변화에 의한 윤활특성도 살펴보았다. 이때 typical type의 스톱밸브에 대한 계산 조건은 Table 6과 같고 spiral type-2의 스톱밸브에 대한 계산 조건은 Table 7과 같다. Fig. 22는 그루브 회전수와 개수의 증가에 대한 무차원 축력, 누설량, 마찰력을 나타낸다. θ_s 가 8π 일 때 spiral type-2의 경우가 typical type의 경우보다 축력이 34% 감소하나 θ_s 가 12π , 24π 인 경우에는 축력이 8.3%, 136%로 오히려 증가한다. θ_s 가 증가할 수록 spiral type-2의 경우가 typical type의 경우보다 무차원 누설량은 각각 18%, 21%, 24%로 증가하고 무차원 마찰력은 각각 0.26%, 0.57%, 1.0%로 아주 작게 증가한다.

Spiral type-2의 스톱밸브에서 θ_s 의 변화에 의한 윤활특성을 파악하는데 사용한 계산조건은 Table 8과 같다. 이때 그루브의 총 회전수는 12π 이다. Spiral type-2의 경우에는 두 개의 그루브가 180도의 위상 차이를 가지므로 θ_s 의 변화 범위는 0도와 180도 사이이다. Fig. 23은 θ_s 의 변화에 대한 무차원 축력, 무차원 누설량, 무차원 마찰력을 나타낸다. θ_s 가 0.5π 일 때 무차원 축력은 가장 크나 무차원 누설량은 가장 작다. 그러나 spiral type-1의 경우와 마찬가지로 θ_s 의 변화에 따른 무차원 마찰력은 거의 변화가 없다.

3. 결 론

본 연구에서는 다양한 스파이럴 그루브들이 가공된 스톱밸브들을 제안하고 CFD 해석을 통해 축력, 마찰력, 누설량을 살펴보았다. 기존의 전형적인 그루브의 스톱밸브와 본 연구에서 제안한 3가지 형태의 스파이럴 그루브의 스톱밸브에 대해 윤활특성을 비교하였다. 이를 통해 아래와 같은 결론을 얻었다.

- (1) 한 방향으로 가공된 스파이럴 그루브는 스톱 주위의 압력 불균형 완화 및 축력의 감소 효과가 뛰어나다.
- (2) 슬라이브가 고압측에서 저압측으로 움직일 때 전형적인 그루브일 때 누설량이 상대적으로 적으나 슬라이브가 저압측에서 고압측으로 움직일 때는 반대로 스파이럴 그루브일 때에 누설량이 더 적다.
- (3) 같은 작동조건에서 스파이럴 그루브들이 가공된 스톱밸브와 전형적인 그루브의 스톱밸브는 축력 및 누설량에서 큰 차이가 있었으나 마찰력에서는 거의 차이가 없다.
- (4) 스파이럴 그루브의 스톱밸브에서 그루브의 시작 위치(θ_s)는 축력과 누설량에 큰 영향을 미치지만 마찰

력에는 영향을 미치지 않는다.

감사의 글

이 논문은 2012년도 두뇌한국(BK)21사업에 의하여 지원되었음.

기호설명

B	= 무차원 파라미터(r_0/c)
F	= 마찰력
F^*	= 무차원 마찰력($Fc/\eta u_0 r_1 l$)
Fl	= 축력
Fl^*	= 무차원 축력($Flc^2/\eta u_0 r_1 l^2$)
H_2	= 무차원 그루브의 깊이 (h_2/c)
L_1	= 스톱의 선단에서부터 첫번째 그루브까지의 무차원 길이(l_1/l)
L_2	= 무차원 그루브의 폭 (l_2/l)
L_3	= 무차원 그루브들 사이의 간격 (l_3/l)
P	= 무차원 압력 ($(p_r - p_0)c^2/\eta u_0 l$)
P_r	= 우측 경계에서의 무차원압력 ($(p_r - p_0)c^2/\eta u_0 l$)
Q	= 누설량
Q^*	= 무차원 누설량 ($Q/u_0 c r_1$)
R	= 무차원 파라미터(l/r_0)
Re	= 레이놀즈 수($\rho u_0 c/\eta$)
S	= 무차원 파라미터(la/c)
c	= 동심 상태 일 때의 틈새($r_0 - r_1$)
h_2	= 그루브의 깊이
l	= 스톱의 길이
l_1	= 스톱의 선단에서부터 첫번째 그루브까지의 길이
l_2	= 그루브의 폭
l_3	= 그루브들 사이의 간격
n	= 그루브의 개수
p	= 유막압력
p_0	= 좌측 경계에서의 압력
p_r	= 우측 경계에서의 압력
u_0	= 슬라이브의 속도
r_0	= 슬라이브의 반경
r_1	= 스톱의 반경
v_r, v_θ, v_z	= r, θ, z 방향의 속도
$\bar{v}_r, \bar{v}_\theta, \bar{v}_z$	= $\bar{r}, \bar{\theta}, \bar{z}$ 방향의 무차원 속도

Greek

α	= 스폴의 틸팅 각도
η	= 윤활유의 점도
ρ	= 윤활유의 밀도
θ_r	= 스파이럴 그루브의 회전수
θ_s	= 스파이럴 그루브에서 θ 가 0도인 위치에서 그루브가 시작되는 위치까지의 각도

참고문헌

1. Sweeny, D. C., "Preliminary Investigation on Hydraulic Lock," *Engineering*, Vol. 172, pp. 203-205, 1951.
2. Manhajm, J. and Sweeny, D. C., "An Investigation of Hydraulic Lock," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, Vol. 169, pp. 865-879, 1955.
3. Blackburn, J. F., "Contributions to Hydraulic Control; 5, Lateral Forces of Hydraulic Pistons," *Tribology Transactions*, Vol. 75, pp. 1175-1180, 1953.
4. Borghi, M., "Hydraulic Locking-in Spool-Type Valves: Tapered Clearances Analysis," *Proc Instn Mech Engrs*, Vol. 215, pp. 157-168, 2001.
5. Milani, M., "Designing Hydraulic Locking Balancing Grooves," *Proc Instn Mech Engrs*, Vol. 215, pp. 453-465, 2001.
6. Sasaki, A. and Yamamoto, T., "A Review of Studies of Hydraulic Lock," *Lubrication Engineering*, Vol. 49, pp. 585-593, 1993.
7. Brajdic-Mitidieri, P., Gosman, A. D., Ioannides, E., and Spikes, H. A., "CFD Analysis of a Low Friction Pocketed Pad Bearing," *Journal of Tribology*, Vol. 127, pp. 803-811, 2005.