

고성능 쉘리스 실린더의 해석 및 누설유량 시험

김성종[†]·김동수*·이승현**

An Analysis and Test for Leakage Flow of Sealless Cylinder

Kim sung-jong, Kim dong-soo and Lee seung-hyun

Key Words: Sealless(셸리스), Air Bearing(공기 베어링), Pneumatic Cylinder(공기압 실린더), Cylindrical Bearing(원통형 베어링), Conical Bearing(원추형 베어링)

Abstract

The cylinder without seal has a piston with air bearing which is partly cylindrical and conical shape. The description of system geometry is deviation by the flow rate equation. Then pressure distribution and bearing force equations are derived. Several non-dimensional parameters are suggested. The relationship among bearing force, leakage flow and geometry of the bearing is investigated by simulation. And determination method for optimal design of sealless cylinder is given. A prototype of sealless cylinder which had rod bearing with four pockets, five pockets, and six pockets was built respectively. As a result of leakage flow test, it is evaluation to air bearing in sealless cylinder.

기호설명

f : 피스톤 편심시 최대 중심력 (Bearing force)
 Q : 누설 질량 유량 (Leakage mass flow)
 \bar{F} : 베어링부의 중심력 계수
 $T = t/c$: 테이퍼 길이 / 간극
 $L = l/d$: 베어링 길이 / 베어링 직경
 $E = e/c$: 편심 길이 / 간극

1. 서 론

일반적인 쉘 실린더(seal cylinder)는 슬라이딩 쉘을 사용하며, 이는 큰 마찰력의 발생과 저속 운동 시 고착 현상이 발생하여 실린더 구동 시 정확한 제어가 어려운 단점이 있다. 따라서 클린

룸(clean room)이나 고온 환경, 고속으로 지속적인 운동을 하는 환경에서의 사용은 불가능하다. 이러한 단점을 극복하기 위하여 피스톤의 형상 연구, 마이크로 실린더 등의 많은 연구가 있어왔다¹⁾. 하지만 이러한 실린더들은 제작의 어려움과 고비용이 단점으로 나타난다. 많은 연구 중의 하나로 피스톤과 피스톤 로드 부위에 쉘을 사용하지 않는 셸리스 실린더(sealless cylinder)가 있다. 셸리스 실린더의 기술 추세는 고성능화, 저누설 유량화, 저마찰화, 고정밀화, 고속화 기술 특성을 가지고 있으며, 베어링해석, 쿠션해석, 베어링 정밀가공기술 및 평가기술 등 어려움이 내재되어 있는 고도의 첨단기술에 해당된다.

본 연구에서는 이러한 셸리스 실린더의 수치해석을 통하여 설계 조건을 제시하였고, 시제품을 제작한 후 누설유량을 측정하여 정밀가공의 우수성을 평가하는데 있다.

2. 이론 해석

2.1 셸리스 실린더 모델링

셸리스 실린더의 기본 모델은 다음 그림과 같

[†] 한국기계연구원

E-mail : sjkim200@kimm.re.kr

TEL : (042)868-7609 FAX : (042)868-7176

* 한국기계연구원

** 한국기계연구원

으며, Fig. 1에서 A, B, C는 쉘리스 실린더 내부로 들어가는 공기의 입구단이며, R_{AC} , R_{BC} 는 각각 피스톤(piston)과 로드베어링(rod bearing)에서의 누설유량(leakage flow)을 측정할 수 있는 포트이다.

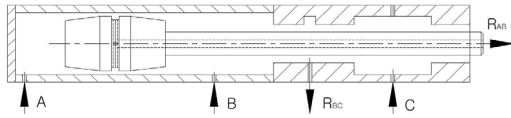


Fig. 1 Schematic of Sealess Cylinder

2.2 관련 방정식

쉘리스 실린더 해석을 위한 관련 방정식은 다음과 같다^{2,3)}.

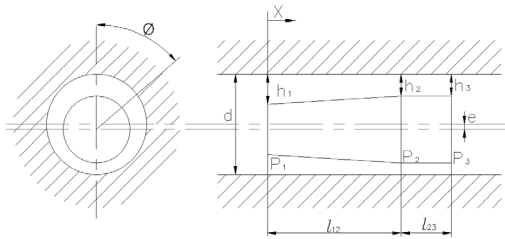


Fig. 2 Geometry of the Bearing Part

유동을 정상상태, 1차 등은 층류로 가정하면, 연속방정식과 위 식으로부터 원뿔형 부분의 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{ap}{ax} + \frac{12\mu p_0}{\rho_0} \cdot \frac{a}{p \left[h_1 - \frac{h_1 - h_2}{l_{12}} x \right]^3} = 0 \quad (1)$$

원추형 부분은 식 (1)의 [] 부분에 h_2 가 대치된 식이 된다. 위 식으로부터 두 부분에서의 질량 유량은 각각 다음과 같다.

$$q_{12} = (p_1^2 - p_2^2) \frac{\rho_0}{12\mu p_0 l_{12}} \cdot \frac{h_1^2 h_2^2}{h_1 + h_2} \quad (2)$$

$$q_{23} = (p_2^2 - p_3^2) \frac{\rho_0}{12\mu p_0 l_{23}} \cdot \frac{h_2^3}{2} \quad (3)$$

여기서 μ 는 공기의 점성이며, ρ 는 밀도를 나타낸다. 첨자 0은 표준상태(20°C, 1bar abs,

1.225kg/m³)에서의 값을 나타낸다.

원뿔형과 원통형부분에서의 축방향 압력 분포식은 다음과 같다. 우선, 원뿔형 부분에서의 압력은,

$$p_{12} = p_1 \left\{ 1 - \left(1 - \frac{P_2^2}{P_1^2} \right) \cdot \frac{h_2^2}{h_1(h_1 + h_2)} \cdot \frac{X}{a} \cdot \frac{2 + (h_2/h_1)X/a}{[1 + (h_2/h_1 + 1)X/a]^2} \right\}^{1/2} \quad (4)$$

이다. 여기서, $X = x / (l_{12} + l_{23})$, $a = l_{12} / (l_{12} + l_{23})$ 이며, 이 때의 경계조건은 $X = 0$ 일 때, $p = p_1$, $X = a$ 일 때, $p = p_2$ 이다. 그리고, 원통형 부분에서의 압력은,

$$p_{23} = \left\{ p_2^2 \frac{1-X}{1-a} + p_3^2 \frac{X-a}{1-a} \right\}^{1/2} \quad (5)$$

이다. 이 때의 경계조건은 $X = a$ 일 때, $p = p_2$, $X = 1$ 일 때, $p = p_3$ 이다. Bearing Force는 다음 식으로부터 구해진다.

$$f = - \int_0^{2\pi} d\phi \int_0^{l_{12} + l_{23}} p(x, \phi) \cdot \frac{d}{2} \cdot \cos(\phi) d\phi \quad (6)$$

두 부분에 대한 각각의 적분으로부터 Bearing Force를 구할 수 있다. 원뿔형 부분에서의 Bearing Force는,

$$\frac{f_{12}}{(l_{12} + l_{23})d} = - \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \cos \phi d\phi \int_0^a p_{12}(X) aX \quad (7)$$

이고, 원통형 부분에서의 Bearing Force는

$$\frac{f_{23}}{(l_{12} + l_{23})d} = - \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \cos \phi d\phi \int_a^1 p_{23}(X) aX \quad (8)$$

이다. 누설 유량은 다음 식을 적분하여 구할 수 있다.

$$Q = \int_0^{2\pi} a \frac{d}{2} d\phi \quad (9)$$

$$Q = \frac{\rho_0}{24\mu b_0} (1 - b_3^2) \frac{d}{(l_{12} + l_{23})} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{h_1 h_2^3}{h_1 h_2 \alpha + h_2^2 + 2h_1^2 (1 - \alpha)} d\phi \quad (10)$$

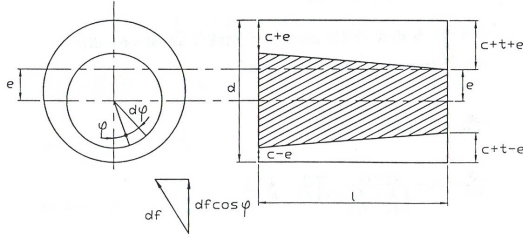


Fig. 3 Geometry of the Conical Bearing Part

해석을 위해 다음과 같은 값과 무차원 변수를 도입하였다.

$$h_1(\phi) = c + t + e \cdot \cos(\phi) : (0 < x < l_{12}) \quad (11)$$

$$h_2(\phi) = h_2(\phi) = 2c + e \cdot \cos(\phi) : (l_{12} < x < l_{23}) \quad (12)$$

$$h_x(\phi, x) = h_1(\phi) - \frac{h_1(\phi) - h_2(\phi)}{l_{12}} x \quad (13)$$

$$\bar{F} = \frac{f}{\frac{\pi}{2} d^2 \Delta p}, \quad E = \frac{e}{c}, \quad T = \frac{t}{c}, \quad L = \frac{l_{12}}{d} \quad (14)$$

3. 해석결과

해석은 위 식들을 사용하여 원뿔형 부분에 대해서 수행하였으며, 해석결과는 Fig. 4부터 Fig. 6에 나타내었다. E=1, V=0일 때의 결과이다.

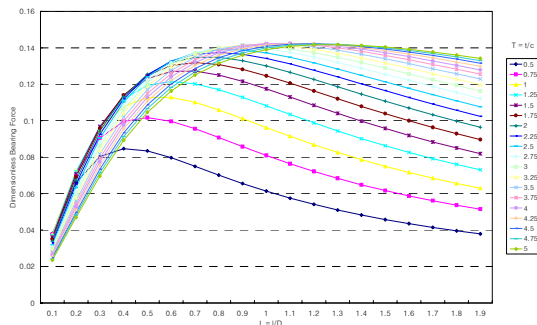


Fig. 4 Influence of L on Bearing Force

Fig. 4는 피스톤 베어링의 형상이 Bearing Force에 미치는 영향을 보여준다. L이 증가함에 따라 힘은 증가하지만 어느 순간 이후부터는 감소하기 시작한다. T 값의 증가에 따른 Bearing Force도 감소하다가 일정 값 이상이 되면 증가함을 알 수 있다.

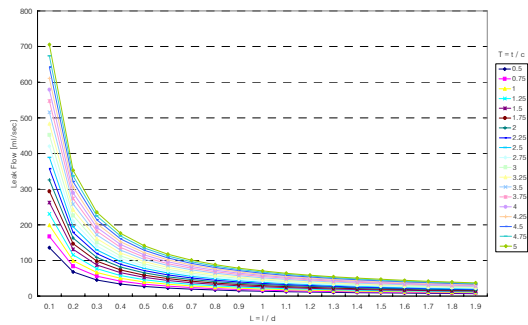


Fig. 5 Leakage Flow vs L

Fig. 5는 베어링의 길이가 증가할수록 테이퍼비가 감소할수록 누설유량이 줄어드는 것을 보여준다.

Fig. 6은 Bearing Force와 누설 유량과의 관계를 보여주는 그래프이다. \bar{Q} 는 Q와 피스톤이 원통형일 때의 누설유량인 Q_0 의 비를 표현한 무차원 값이다. T 값에 따른 최적값이 존재함을 알 수 있다.

또한, G. Belforte는 Conical Bearing 부분이 증가할 경우, 즉 식 (4)의 α 가 증가하는 경우 Bearing Force와 누설유량이 증가함을 밝혔다⁴⁾.

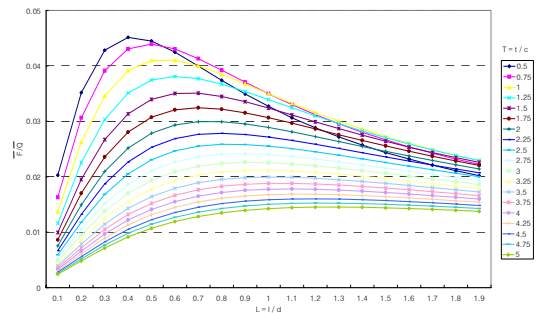


Fig. 6 \bar{F} / \bar{Q} vs L

쉴리스 실린더 제작시 대형이나 긴 행정 등으로 베어링 길이에 제한을 받을 수 있다. 따라서 Bearing Force가 최대가 되지는 않더라도 전술한

바와 같은 조건들을 고려하여 최적의 설계 Factor 를 찾아야 한다.

4. 최적설계 및 제작

해석 결과를 바탕으로 최적의 조건에 맞는 쉘리스 실린더를 설계, 제작하였다. 설계 사양은 Table 1과 같다⁶⁾.

Table 1 Dimensions of Sealless Cylinder

항 목	크 기
Cylinder 지름 (d)	50mm
Stroke	500mm
Total Piston Length	208mm
Cylindrical Piston Length (l_{23})	18mm
Conical Piston Length (l_{12})	82mm
Clearance (c)	10 μ m
Tapered Length (t)	20 μ m

Fig. 7은 설계도이며, Fig. 8은 제작된 쉘리스 실린더의 피스톤과 로드 베어링의 사진이다.

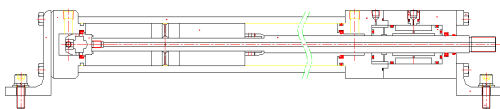


Fig. 7 Drawing of Sealless Cylinder

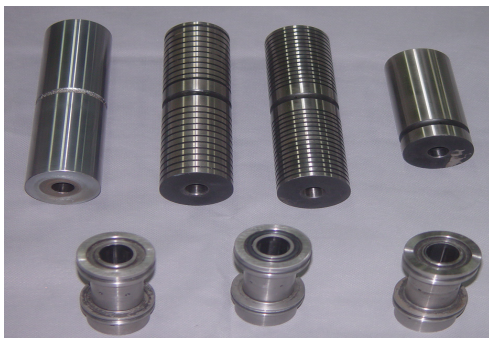


Fig. 8 Piston and rod bearing of Sealless Cylinder

5. 베어링 종류별 누설유량 실험

Fig. 9는 쉘리스 실린더의 로드 베어링에서 발

생하는 누설유량을 측정된 데이터이다. 로드베어링을 5포켓(5poket)과 6포켓(6poket)의 두가지 베어링을 이용하여 실험을 수행하였다. Fig. 9는 170번 정도의 사이클동안 측정된 데이터를 보여주고 있다. 실험은 스트로크(stroke)를 전/후진 시키기 위하여 내부의 압력을 6bar로 하였으며, 스트로크가 500mm 완전히 전진한 후 발생한 누설유량을 측정하였다.

누설유량을 통하여 쉘리스 실린더의 가공 우수성을 평가하기 위하여 G.Belforte⁵⁾의 데이터와 비교해 보았다. Fig. 9에서는 5포켓의 로드베어링이 6포켓의 로드베어링보다 누설 유량이 많이 발생하는 것을 확인할 수 있었다.

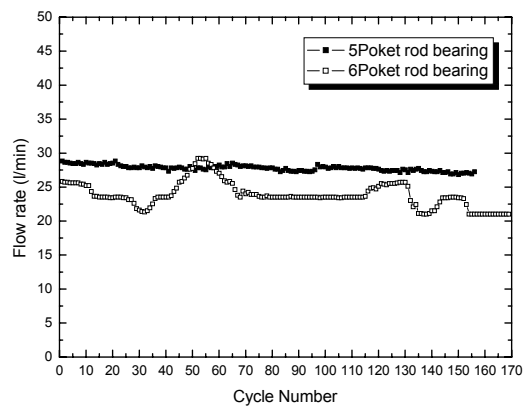


Fig. 9 Rod Bearing leakage flow for position 500mm

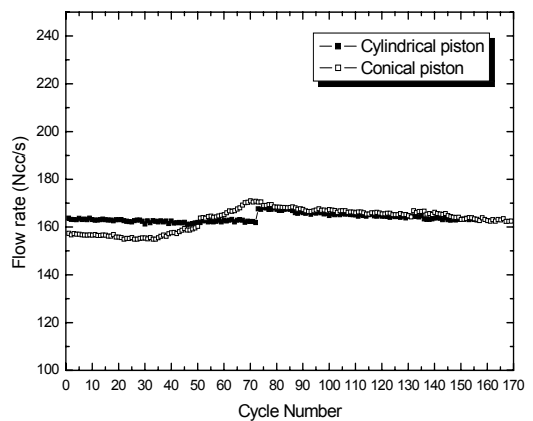


Fig. 10 Piston leakage flow for position 500mm

Fig. 10은 Fig. 9에서 우수하다고 평가된 6포켓 베어링을 이용하여 원통형(cylindrical) 피스톤과 원추형(conical) 피스톤을 사용하였을 경우에 피스톤부에서 발생하는 누설유량을 측정한 데이터이다. 원추형보다는 원통형의 실린더를 사용하여 측정한 누설유량이 더 적게 나온 것을 그림을 통하여 알 수 있었으며, 그루브(groove)가 형성되어 있는 형상의 피스톤이 더 우수하다는 것을 확인할 수 있었다.

본 실험 결과, 로드 베어링에서의 누설은 25lpm 정도로 발생하였으며, 피스톤에서는 9lpm 정도의 누설 유량이 발생한 것으로 나타났다. 이는 G.Belforte⁵⁾의 데이터와 비교하였을 때 다소 높은 수치이다. 참고문헌의 결과는 로드 베어링의 경우 15lpm, 피스톤의 경우 4lpm의 누설유량을 기록하고 있다. 또한, 피스톤 전진시에 누설유량이 후진시보다 적은 것을 확인할 수 있었다. 이는 베어링 부분 씰링 문제로 판단되어진다. 피스톤 로드의 전후진시에 발생하는 많은 양의 누설유량은 현 시제품의 가공 정밀도가 많이 떨어진다는 것을 나타내고 있다. 또한, 피스톤이 후진할 때 발생하는 유량도 향후 계속 측정해 볼 예정이다.

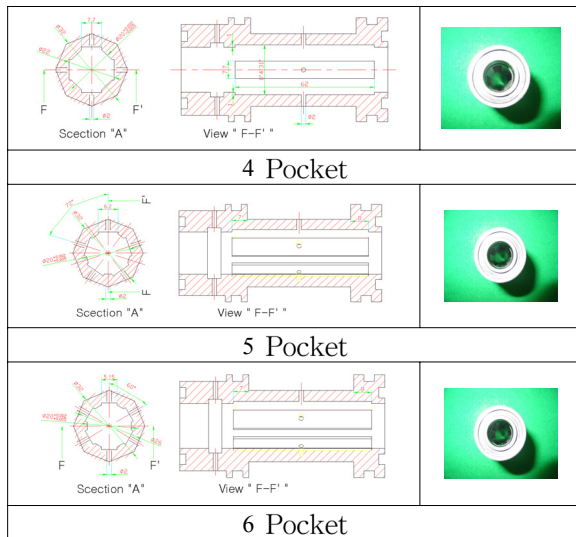


Fig. 11 Rod Bearing (4, 5, 6 Pockets)

결론적으로, 포켓의 수가 많을수록 누설 유량이 적게 발생한다는 것을 유추해 볼 수 있으며, 피스톤이 어떠한 형상을 가지고 있는 것이 성능 면에서 더 우수하다는 것을 알 수 있다. 향후 Fig. 8과 Fig. 11에서 보여주고 있는 것과 마찬가지로 톱니형 피스톤, 4포켓 베어링등을 추가로

제작하여 누설유량을 측정하여 본다면 이러한 현상을 더욱 자세히 확인할 수 있을 것이다.

6. 결 론

썰리스 실린더의 로드베어링과 피스톤의 형상을 변화하면서 측정한 누설유량을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 피스톤 베어링의 하중 및 누설유량에 대한 이론 해석을 통하여 고성능 썰리스 실린더를 제작하였다.
2. 썰리스 실린더를 제작하여 실험한 결과 6포켓의 베어링을 사용할 경우에 적은 누설유량이 발생한다는 사실을 확인하였다.
3. 피스톤의 형상 변화에 따라서 썰리스 실린더의 누설유량을 측정한 결과 원추형보다는 원통형의 실린더가 누설유량이 적다는 것을 확인하였다.
4. 각각의 누설유량을 측정한 결과 로드 베어링에서는 25lpm, 피스톤에서는 9lpm 정도의 누설유량이 측정되었다. 이는 스트로크의 정밀 가공도가 우수하지 못하여 그 틈새로 누설 유량이 많이 발생하는 것으로 사료되어지기 때문에 향후 다양한 실험을 통하여 발생하는 누설유량을 감소시키고 고정밀 가공을 통하여 고성능의 썰리스 실린더를 제작할 수 있는 최적의 조건을 제시할 것이다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 산업기초과제인 “고성능 썰리스 실린더 개발” 과제의 연구비 지원으로 수행된 연구결과의 일부입니다.

참고문헌

1. G. Belforte, T. Raparelli, M. Velardocchia, "Study of the behavior of lip seals in pneumatic actuators", Lubrication Engineering, Vol. 49, No. 10, pp. 775-780, 1993.
2. G. Belforte, T. Raparelli, C. Ferraresi, A. Trivella, "New design of low friction cylinders", 12 Aachener fluidtechnisches kolloquium, Aachen,

- Germany, pp. 629-642, 1996.
3. J. W. Powell, M. H. Moye, P. R. Dwight, "Fundamental theory and experiments on hydrostatic air bearing", *Instn Mech Engrs - Lubrication and Wear Convection*, pp. 97-112, 1963.
 4. G. Belforte, T. Raparelli, L. Mazza, A. Trivella, "Analysis and design of pistons for sealless pneumatic cylinders", *4th JHPS*, pp. 459-464, 1999.
 5. G. Belforte, A. Romiti, T. Rapareli, "Sealless and realization of high efficiency sealless cylinder", *N92-3.2*, pp. 29-36
 6. 김동수, 서현석, 유찬수, "셀리스 실린더 특성 해석에 관한 연구", *한국정밀공학회 2003년도 춘계학수대회 논문집*