

피스톤 펌핑 위상이 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 진동·소음에 미치는 영향에 관한 연구(1)

박성환*, 이진걸**

A Study on Effects of Piston Pumping Phase on Vibration and Noises of Tandem Swash Plate Type Axial Piston Pump(1)

Sung Hwan Park* and Jin Kul Lee**

ABSTRACT

To meet the needs of the hydraulic excavator of large capacity, tandem axial type piston pump which is high pressure and high speed have been developed. But inevitably we can not help facing the problem of noise at that time. In order to reduce the noise of this pump, many researchers have been studying the problem of oil distribution manner. But they are not interested in the symmetric structure of tandem type pump.

So, focusing on the symmetric structure of tandem type pump, this paper analyzed unbalanced force developed in the pump chamber and verified the effect of the pumping phase of the piston on vibration and noise of the tandem axial type piston pump theoretically.

Key Words : Axial Piston Pump(액셀 피스톤 펌프), Tandem Pump(텐덤형 펌프), Noise Reduction(저소음화), Pumping Phase(펌핑 위상)

1. 서론

최근 건설용 유압 굴삭기의 대용량화 추세에 따라 동력원으로 사용되는 유압 펌프도 사용압력 30 [MPa] 이상, 상용회전수 2000~3000[rpm], 토출유량 150~300[l/min]의 고압, 고속, 고성능의 펌프가 필요하게 되었다. 특히 건설용 굴삭기 등의 대형 유압 시스템에는 하나의 구동축으로 전후 대칭의 이련펌프의 토출유량을 합류시켜 시스템에 대유량을 공급하는 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프가 주로 사용되며 효율, 사용 한계 압력 및 회전수 등의

성능도 괄목할 만큼 향상되었다.^[1]

그러나 유압 펌프의 고압, 고속, 고성능화에 따라 소음도 필연적으로 증대하여 이에 대한 대책이 산업공해의 해결, 노동 환경 개선 등의 면에서 절실히 요구되고 있다.

한편, 현재 시판되고 있는 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프는 일반적인 피스톤 펌프의 소음 저감 방법^[1]으로 널리 알려져 있는 밸브판(valve plate)의 진각 조절 및 미터링 그루브(metering groove)를 설치하는 등의 대책이 강구되어 왔으며, 이와 같은 소음저감 방법은 현재 거의 한계에 도달하여 있으

* 부산대학교 기계기술연구소 및 동경공업대학 제어시스템공학과

** 부산대학교 기계공학부

므로 보다 적극적인 방법으로 소음에 대한 대책을 강구해야 할 것이 요구되고 있다. 특히 해외의 설계 기술에 의존하여 제작하고 있는 현 상황에서는 동일 기종에 대하여도 재질과 제작이나 조립 방법에 따라 많은 성능상의 문제가 대두되고 있는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 탠덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 소음 발생 메카니즘을 분석하고^{[2],[3]}, 그 중에서 피스톤의 펌핑 위상이 펌프의 진동 소음에 미치는 영향을 이론적으로 입증함으로써 탠덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 저소음화 설계를 위한 방안을 제시하고자 한다.

2. 탠덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 소음 발생 메카니즘 및 저소음화 방안⁴⁾

일반적으로 탠덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프에서 발생하는 주된 소음의 발생 메카니즘은 다음과 같다.^[5]

먼저, 피스톤 펌프의 구조상 필연적으로 발생하는 유량 맥동 및 펌핑 피스톤의 상·하사점 근방에서 실린더 보어(bore) 내에 발생하는 급격한 압력 변동(흡입 압력에서 토출 압력 및 토출 압력에서 흡입 압력으로의 변동)으로 인하여 유체소음(fluid-borne noise)이 발생한다. 또, 펌프 내부에서는 압력에 의하여 발생하는 힘과 모멘트의 불균형으로 인하여 펌프의 구조물 및 하우징(housing)을 주기적으로 가진 하는 구조소음(structure-borne noise)이 발생한다. 최종적으로 이들 소음은 주위의 공기를 여기시켜 청각을 자극하는 공기방사소음(air-borne noise)이 된다.^{[6],[7]}

특히 사판식 유압펌프에서 발생하는 진동 및 소음은 펌프의 뒷부분, 즉 밸브판쪽 단면으로부터 음이 강하게 방사되며, 그 원인은 펌프 전체가 지지대와 동일위상으로 구동축선 방향으로 강제 진동하기 때문으로 알려지고 있다.^[8]

한편, 소음을 저감시키는 대책으로는 밸브판에 노치(notch), 컨듀트(conduit) 및 예팽창, 예압축 구간 등을 설치하여 상·하사점 근방에서의 펌프실내의 압력 변동의 시간 변화율을 완만하게 하여 가진력의 고주파성분을 감소시켜 소음을 저감시키는 방법과 펌프 구조물 내부의 기계진동 전달 특성 개선에 의한 방진대책 등이 강구되고 있다. 그러나 이와 같은 대책의 적용에 의한 저소음화는 주로 유

체소음을 저감하기 위한 방법으로서 현재 거의 한계에 도달해 있으므로 보다 적극적인 대책이 요구되는 실정이다.

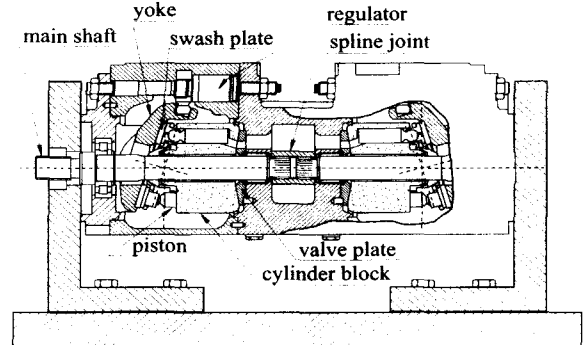


Fig. 1 Schematic diagram of tandem swash plate type axial piston pump

본 연구의 대상인 탠덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프는 Fig.1과 같이 전후 대칭 형태의 이련펌프로 전후 펌프의 회전축은 각 펌프의 실린더 블록과 스플라인(spline)으로 결합되고, 또 각 회전축은 다시 스플라인 조인트(spline joint)로 연결되어 전후의 각 펌프의 상·하사점의 위치를 일치시키고 있다. 이때 전후 펌프의 상·하사점의 위치는 일치하더라도 실린더 블록의 반경 방향으로 피스톤이 등간격으로 배치되어 있으므로 각 실린더 블록 내의 피스톤 왕복운동의 위상은 서로 일치하지 않는다. 만약, 전후 대칭 펌프의 상·하사점의 위치와 더불어 전후 펌프의 피스톤 펌핑 작용의 위상을 일치시킨다면 발생하는 진동은 서로 반대 방향이 되어 소멸하게 될 것이므로 진동과 소음이 한층 감소할 것으로 사료된다. 그러나 탠덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 실제 설계나 조립 과정에서 아직은 이러한 면을 고려하지 않고 있다. 따라서 본 연구에서는 탠덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 피스톤 펌핑 위상이 펌프의 진동과 소음에 미치는 영향을 이론적으로 규명함으로써 보다 적극적인 저소음화 대책을 제시하고자 한다.

3. 피스톤 펌핑 위상의 차이가 펌프의 진동과 소음에 미치는 영향에 관한 이론 해석^{[1],[9]}

3.1 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 내부에서 발생하는 힘^[10]

밸브 블록(valve block)을 중심으로 대칭 형상을 이루고 있는 텐덤형 액셀 피스톤 펌프의 내부에서 압력에 의하여 발생하는 힘은, 일부는 펌프가 대칭 형상이므로 서로 상쇄되지만 나머지 일부는 펌프 내부에 잔존하여 구조소음을 발생시키는 소음원으로 작용한다.

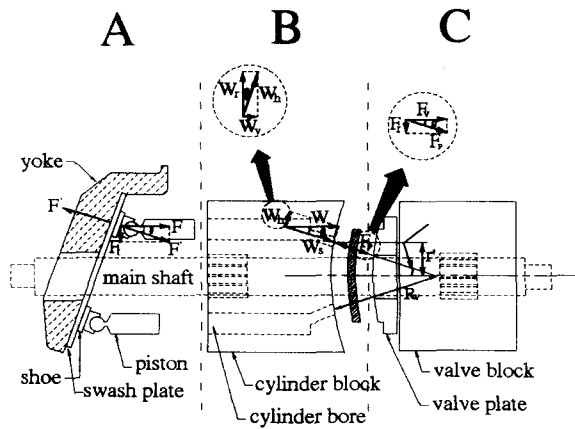


Fig. 2 Schematic diagram of force generated in the axial piston pump

Fig.2는 텐덤형 액셀 피스톤 펌프의 내부에서 발생하는 힘을 나타낸 것으로서 A로 표시된 부분에서, 실린더 블록 내부의 압력에 의하여 사판 (swash plate)에 작용하는 힘 F 는 실린더 보어 내의 압력과 실린더 단면적의 곱으로 표현되며, 사판의 경전 조작력에 영향을 미치지만 요크(yoke)의 상단부가 펌프의 레귤레이터(regulator)와 연결되어 지지되어 있으므로 펌프 내부의 구조소음을 발생시키는 가진력이라고 보기는 어렵다. 또, F_s 는 슈(shoe)가 사판 위를 회전하면서 발생하는 마찰력으로서, 회전 토크를 발생시키지만 펌프의 내부 가진력이라기 보다는 궁극적으로 주축에 작용하는 비틀림력이라고 할 수 있다.

한편, Fig.2의 B와 C로 표시된 부분에서, 실린더 보어 내의 압유가 실린더 블록을 밸브판에 밀어 붙이는 압부력과 실린더 블록과 밸브판 사이에서 누설된 압유에 의하여 밸브판에서 실린더 블록을 밀어내는 개리력은 Fig.3에 나타난 밸브판의 기하학

적 형상과 내부·외부 실 랜드(seal land)부분에 분포된 압력을 평균 압력 $P/2$ 로 간주하여 근사적으로 각각 식(1), (2)^{[10],[11]}와 같이 나타낼 수 있다.

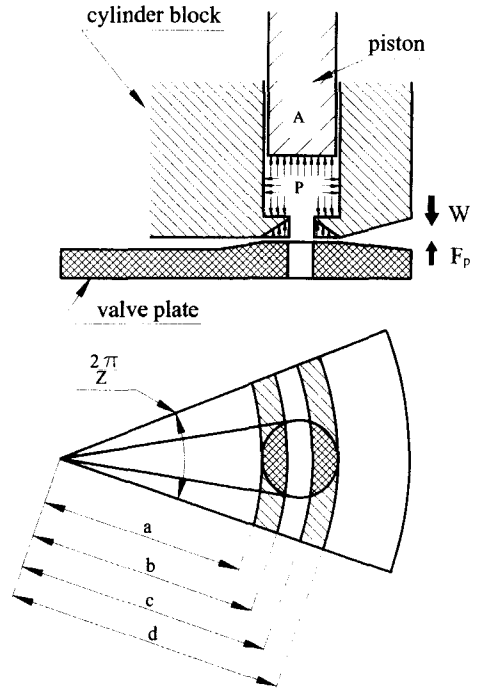


Fig. 3 Acting pressure and area between the cylinder block and valve plate

$$W = P \cdot \left(A - \frac{\pi}{Z} (c^2 - b^2) \right) \quad (1)$$

$$F_p = \frac{P}{2} \cdot \left(-\frac{\pi}{Z} (d^2 - c^2) + \frac{\pi}{Z} (b^2 - a^2) \right) \quad (2)$$

여기서, P 는 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 토출 압력, Z 는 피스톤의 갯수, A 는 피스톤의 단면적, 그리고 a, b, c, d 는 각각 Fig.3에 나타난 밸브판에 표시된 반경을 나타낸다.

3.2 펌프의 가진력으로 작용하는 압부력과 개리력의 관계

Fig.2의 B와 C로 표시된 부분은 실린더 블록과 구면 밸브판 및 밸브 블록에 작용하는 힘의 관계를 상세히 나타낸다.

밸브판에 곡률이 있는 경우, 밸브판에서 실린더

블록을 밀어내는 개리력 F_p 는 누설되는 기름의 압력에 의하여 발생하므로 밸브판 면과 실린더 블록 면에 수직으로 작용한다.

한편, 실린더 블록을 밸브판에 밀어 붙이는 압부력 W 는 수평 방향으로 작용한다. 그러므로 압부력을 밸브판에 수직으로 작용하는 힘과 또 다른 분력으로 분해하면 각각 식(3), (4)와 같다.

$$W_s = W \cdot \cos \theta \quad (3)$$

$$W_h = W \cdot \sin \theta \quad (4)$$

여기서, θ 는 Fig.2에 나타낸 바와 같이 구면 밸브판의 중심으로부터 실린더 블록의 포트부까지의 각도인 대표각도를 나타낸다.

실린더 블록과 밸브판 사이에서 누설된 기름의 압력에 의한 힘 F_p 는, 실린더 블록과 밸브판의 양방향으로 작용한다. 그 중에서 실린더 블록 방향으로 작용하는 힘 F_p 는 식(3)에 나타낸 W_s 와 평형을 이루면서 정압 트러스트 베어링(hydrostatic thrust bearing)의 역할을 하고 있기 때문에 서로 상쇄되지만, 밸브판 방향으로 작용하는 누설기름의 압력에 의한 힘 F_p 는 펌프가 펌핑하는 동안 지속적으로 밸브판을 통하여 밸브 블록에 전달된다.

또, 식(4)에 나타낸 W_h 는 다시 식(5)와 식(6)과 같이 분력으로 분해할 수 있다.

$$W_r = W_h \cdot \cos \theta \quad (5)$$

$$W_v = W_h \cdot \sin \theta \quad (6)$$

식(5)의 W_r 은 Fig.4와 같은 형태로 실린더 블록에 작용하여 궁극적으로는 펌프의 주축에 굽힘력(bending force)으로 작용한다. 이 굽힘력의 합력은 피스톤의 갯수 Z 가 짝수인 경우와 홀수인 경우에 따라 다르고 또, 상사점으로부터 피스톤의 회전각도 θ' 에 따라 변화한다. 그러므로 Fig.4에 나타낸 x 방향과 y 방향에 대하여 식을 정리하여 나타내면 피스톤의 갯수 Z 가 짝수인 펌프의 경우는 식(7) 및 식(8)과 같고, 피스톤의 갯수 Z 가 홀수인 펌프의 경우는 식(9) 및 식(10)과 같다.

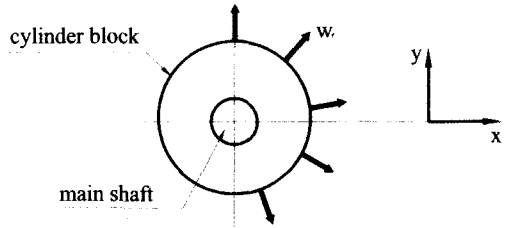


Fig. 4 Bending force applied to the main shaft

$$\begin{aligned} W_{sx} &= \sum W_{rx} \\ &= W_h \cdot \cos \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z}{2}} \sin \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} W_{sy} &= \sum W_{ry} \\ &= W_h \cdot \cos \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z}{2}} \cos \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} W_{sx} &= \sum W_{rx} \\ &= W_h \cdot \cos \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z+1}{2}} \sin \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \\ &\quad \left(0 < \theta' < \frac{\pi}{Z} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} &= W_h \cdot \cos \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z-1}{2}} \sin \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \\ &\quad \left(\frac{\pi}{Z} < \theta' < \frac{2\pi}{Z} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{sy} &= \sum W_{ry} \\ &= W_h \cdot \cos \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z+1}{2}} \cos \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \\ &\quad \left(0 < \theta' < \frac{\pi}{Z} \right) \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} &= W_h \cdot \cos \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z-1}{2}} \cos \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \\ &\quad \left(\frac{\pi}{Z} < \theta' < \frac{2\pi}{Z} \right) \end{aligned}$$

식(6)의 W_v 는 밸브 블록에 지지되어 있는 밸브판을 주축과 평행한 방향으로 누르는 힘으로서 좌

우 대칭인 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프에서 피스톤의 펌핑 위상이 일치하는 경우에는 상쇄되지만, 피스톤의 펌핑 위상이 일치하지 않는 경우에는 밸브 블록에 지지되어 있는 밸브판을 누르는 펌프의 내부 가진력이 된다. 또, 이 가진력의 합력은 식 (7), (8), (9), (10)과 같이 피스톤의 갯수 Z 가 짝수인 경우와 홀수인 경우에 따라 다르고 또, 상사점으로부터 피스톤의 회전각도 θ' 에 따라 변화한다. 그러므로 피스톤의 갯수 Z 가 짝수인 펌프의 경우는 식 (11)과 같고, 피스톤의 갯수 Z 가 홀수인 펌프의 경우는 식(12)와 같이 나타낼 수 있으며, 피스톤의 펌핑 위상이 일치하지 않는 경우에는 텐덤형 펌프의 구조진동(structure borne noise)에 큰 영향을 주게 된다.

$$W_{vs} = \sum W_v = \frac{Z}{2} \cdot W_v \quad (11)$$

$$\begin{aligned} W_{vs} &= \sum W_v \\ &= \frac{Z+1}{2} \cdot W_v \quad (0 < \theta' < \frac{\pi}{Z}) \quad (12) \\ &= \frac{Z-1}{2} \cdot W_v \quad (\frac{\pi}{Z} < \theta' < \frac{2\pi}{Z}) \end{aligned}$$

한편, 밸브판에 수직으로 작용하는 힘 F_p 는 Fig.2에 나타낸 바와 같이 밸브판의 반경 방향과 주축 방향의 분력인 식(13), (14)로 나타낼 수 있다.

$$F_r = F_p \cdot \sin \theta \quad (13)$$

$$F_v = F_p \cdot \cos \theta \quad (14)$$

식(13)으로 나타낸 밸브판 반경 방향의 분력 F_r 은 Fig.5와 같은 형태로 밸브판을 통하여 밸브판이 지지된 밸브 블록의 케이싱에 작용하는 가진력이 되며, 역시 피스톤의 갯수 Z 가 짝수인 경우와 홀수인 경우에 따라 다르고 또, 상사점으로부터 피스톤의 회전각도 θ' 에 따라 변화한다. 그러므로 Fig.5에 나타낸 x 방향과 y 방향에 대하여 식을 정리하여 나타내면 피스톤의 갯수 Z 가 짝수인 펌프의 경우는 식(15) 및 식(16)과 같고, 피스톤의 갯수 Z 가 홀수인 펌프의 경우는 식(17) 및 식(18)과 같다.

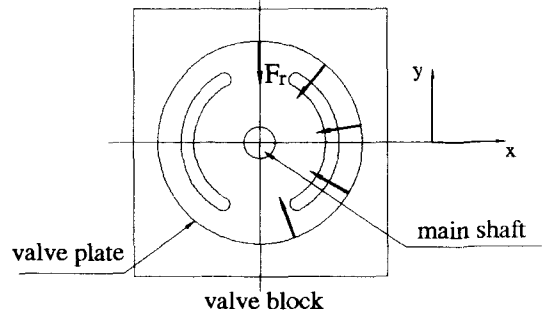


Fig. 5 Exciting force applied to the valve block housing

$$\begin{aligned} F_{sx} &= \sum F_{rx} \\ &= F_p \cdot \sin \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z}{2}} \sin \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \quad (15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{sy} &= \sum F_{ry} \\ &= F_p \cdot \sin \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z}{2}} \cos \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \quad (16) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{sx} &= \sum F_{rx} \\ &= F_p \cdot \sin \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z+1}{2}} \sin \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \\ &\quad (0 < \theta' < \frac{\pi}{Z}) \quad (17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= F_p \cdot \sin \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z-1}{2}} \sin \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \\ &\quad \left(\frac{\pi}{Z} < \theta' < \frac{2\pi}{Z} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{sy} &= \sum F_{ry} \\ &= F_p \cdot \sin \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z+1}{2}} \cos \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \\ &\quad (0 < \theta' < \frac{\pi}{Z}) \quad (18) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= F_p \cdot \sin \theta \sum_{i=1}^{\frac{Z-1}{2}} \cos \left((i-1) \frac{2\pi}{Z} + \theta' \right) \\ &\quad \left(\frac{\pi}{Z} < \theta' < \frac{2\pi}{Z} \right) \end{aligned}$$

식(14)에 나타난 주축 방향의 분력 F_v 도 밸브관을 통하여 밸브 블록에 작용하는 가진력이 되어 펌프가 펌핑하는 동안 지속적으로 밸브 블록에 전달되며, 피스톤의 갯수 Z 가 짝수인 경우와 홀수인 경우에 따라 다르다. 또, 상사점으로부터 피스톤의 회전각도 θ 에 따라 변화한다. 그러므로 피스톤의 갯수 Z 가 짝수인 펌프의 경우는 식(19)와 같고, 피스톤의 갯수 Z 가 홀수인 펌프의 경우는 식(20)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{vs} = \sum F_v = \frac{Z}{2} \cdot F_v \quad (19)$$

$$\begin{aligned} F_{vs} &= \sum F_v \\ &= \frac{Z+1}{2} \cdot F_v \quad (20) \\ &= \frac{Z-1}{2} \cdot F_v \end{aligned}$$

그러므로 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 압부력과 개리력의 관계로부터 내부 가진력은 주축과 평행한 방향과 주축에 대하여 수평방향 및 수직방향으로 작용하며 각각 식(21), (22), (23)과 같이 나타낼 수 있다.

이상의 수식으로부터 좌우 대칭인 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프에서 피스톤의 펌핑 위상이 일치하는 경우, 주축 방향 분력인 식(21)의 E_v 는 서로 상쇄되고, 주축에 대하여 수평방향 및 수직방향으로 작용하는 식(22), 식(23)의 E_x , E_y 는 각각 피스톤의 갯수 및 피스톤의 회전 각도에 따라 변화하면서 주축 및 밸브 블록에 작용한다는 것을 알 수 있다.

$$E_v = W_{vs} + F_{vs} \quad (21)$$

$$E_x = F_{sx} + W_{sx} \quad (22)$$

$$E_y = F_{sy} + W_{sy} \quad (23)$$

4. 피스톤 펌핑 위상과 내부 가진력의 기하학적 관계

Fig.6은 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 피스톤의 갯수가 9개인 경우, Fig.2에 나타난 압부력

○ : W_v , → : W_r , × : W_s 의 합력의 작용점

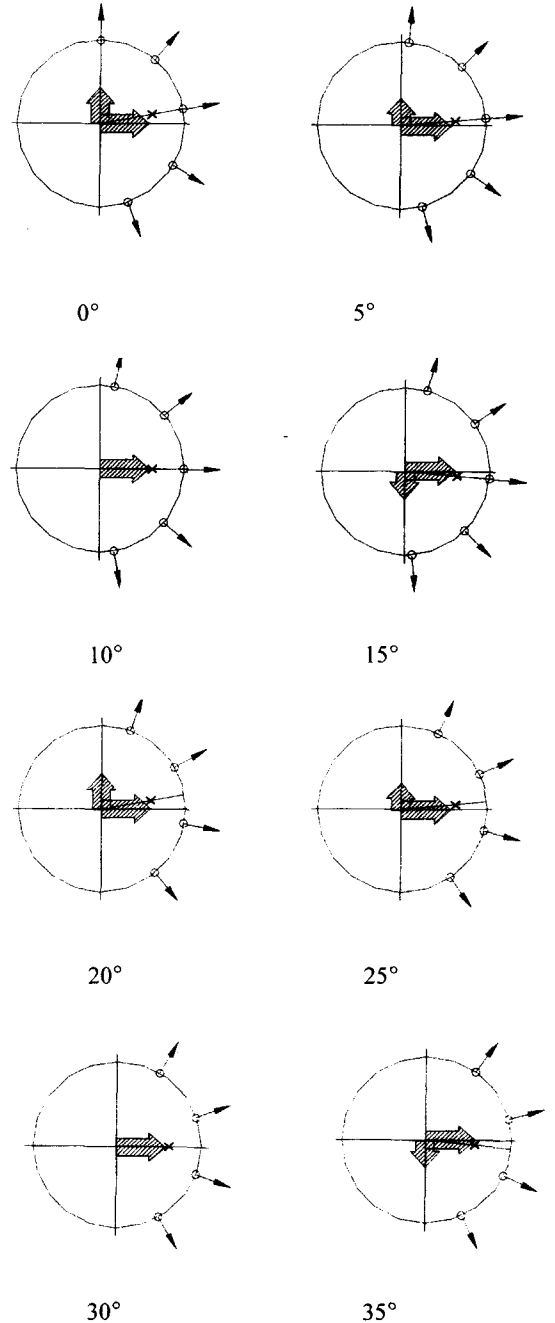


Fig. 6 Variation of acting point and magnitude of force

3W의 분력인 W_h 의 또 다른 분력으로 주축과 평행한 방향으로 작용하는 W_r 와 그 합력인 W_w 의 작용점을 나타내고 있으며 또 동시에 W_h 의 나머지 한 분력으로 주축에 굽힘력으로 작용하는 W_l 의 합력을 Fig.4에 나타낸 x, y축의 성분으로 분해하여 힘의 작용 방향을 알기 쉽게 나타낸 그림이다.

회전각도 5° 마다의 W_w 의 작용점의 변화와 W_l 이 굽힘력으로 주축에 작용하는 방향 및 크기의 변화를 나타낸 Fig.6을 통하여 주축과 평행한 방향으로 밸브판을 통하여 밸브 블록에 전달되는 힘 W_r 의 합력과 주축에 굽힘력으로 작용하는 W_l 의 합력은 피스톤의 갯수가 9개인 경우 40° 를 주기로 상사점으로부터 피스톤의 회전각도에 따라 변화하고 있음을 알 수 있다.

Table 1은 Fig.6에 나타낸 주축에 평행한 힘 W_w 의 작용점의 변화와 W_l 이 주축에 작용하는 굽힘력의 방향 및 크기의 변화를 Fig.7의 좌표를 기준으로 계산한 값이다.

Table 2는 주축에 평행한 힘 F_w 의 작용점의 변화와 F_l 의 방향 및 크기의 변화를 Fig.7의 좌표를 기준으로 계산한 값이다.

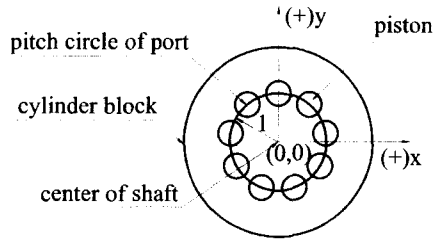


Fig. 7 Coordinate for calculation of acting point and magnitude of force

Fig.8은 Table 1과 Table 2의 계산 결과를 근거로 피스톤 펌핑 위상과 내부 가진력의 기하학적 관계를 나타낸다. 그림은 2차원적으로 구성되어 있으므로 주축과 평행한 방향과 주축에 대한 수직 방향의 가진력만을 나타내었지만, 실제 가진력으로 작용하는 힘은 주축에 대한 수평 방향의 힘도 존재한다. Fig.8의 (a) ~ (h)에서 보는 바와 같이 피스톤 펌핑 위상의 차이가 없는 (a)의 경우는 주축과 평행한 방향의 가진력의 크기와 작용점이 일치하고 있으나, Fig.8의 그 이외의 그림에서는 피스톤 펌핑

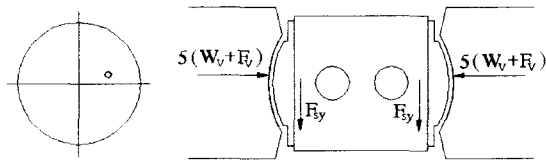
Table 1 Calculation of acting point and magnitude of pushing force(W_w , W_l)

각도 (가정) Z=9	토출 행정중인 피스톤의 갯수	W_w 의 합력 작용점	W_l 의 x축 방향 힘의 크기(W_{lx})	W_l 의 y축 방향 힘의 크기(W_{ly})
0°	5	(0.567, 0.100)	2.836 W_l	0.500 W_l
5°	5	(0.574, 0.050)	2.868 W_l	0.251 W_l
10°	5	(0.576, 0.000)	2.879 W_l	0
15°	5	(0.574, -0.050)	2.868 W_l	-0.251 W_l
20°	4	(0.709, 0.125)	2.836 W_l	0.500 W_l
25°	4	(0.717, 0.063)	2.868 W_l	0.251 W_l
30°	4	(0.720, 0.000)	2.879 W_l	0
35°	4	(0.717, -0.063)	2.868 W_l	-0.251 W_l
40°	5	(0.567, 0.100)	2.836 W_l	0.500 W_l

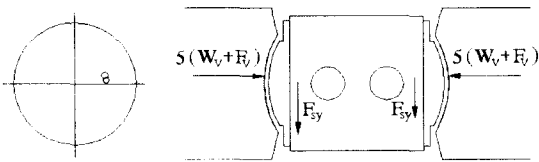
Table 2 Calculation of acting point and magnitude of pushing force(F_w , F_l)

각도 (가정) Z=9	토출 행정중인 피스톤의 갯수	F_w 의 합력 작용점	F_l 의 x축 방향 힘의 크기(F_{lx})	F_l 의 y축 방향 힘의 크기(F_{ly})
0°	5	(0.567, 0.100)	-2.836 F_l	-0.500 F_l
5°	5	(0.574, 0.050)	-2.868 F_l	-0.251 F_l
10°	5	(0.576, 0.000)	-2.879 F_l	0
15°	5	(0.574, -0.050)	-2.868 F_l	0.251 F_l
20°	4	(0.709, 0.125)	-2.836 F_l	-0.500 F_l
25°	4	(0.717, 0.063)	-2.868 F_l	-0.251 F_l
30°	4	(0.720, 0.000)	-2.879 F_l	0
35°	4	(0.717, -0.063)	-2.868 F_l	0.251 F_l
40°	5	(0.567, 0.100)	-2.836 F_l	-0.500 F_l

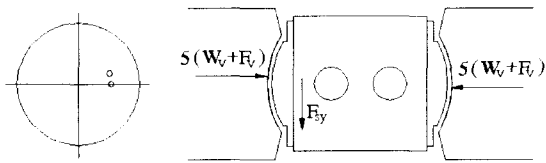
위상의 차이에 따라 밸브 블록에 작용하는 주축과 평행한 가진력의 작용점이 다르게 나타나며, 크기 또한 상사점으로부터의 피스톤 회전 각도에 따라 변화함을 알 수 있다. 또, 주축과 평행한 방향의 힘이외의 힘은 전후 두개의 펌프에서 상사점으로부터의 피스톤 회전 각도에 따라 변화하기 때문에 펌핑 위상에 따라 변화하는 것은 아니다. 따라서 텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프의 조립시, 구조소음¹²⁾을 감소시키기 위해서는 피스톤의 펌핑 위상을 동기화 하여야 할 것이 요구되고, 이를 위하여는 조립시 펌핑 위상을 일치시키기 위한 대책이 필요하다.



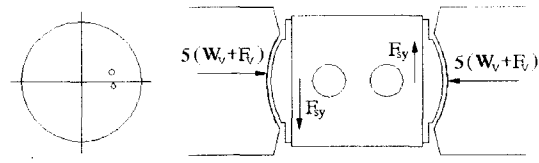
(a) Pumping phase difference : 0°



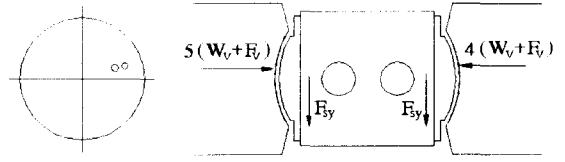
(b) Pumping phase difference : 5°



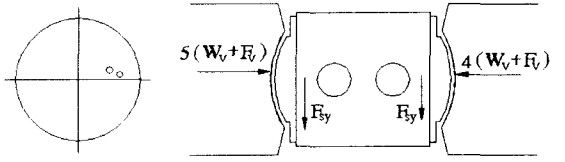
(c) Pumping phase difference : 10°



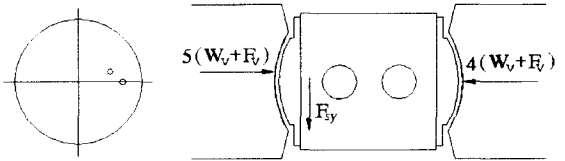
(d) Pumping phase difference : 15°



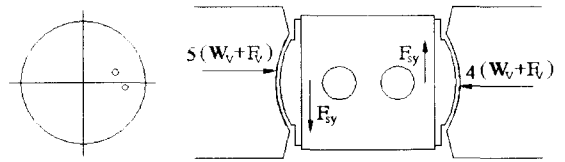
(e) Pumping phase difference : 20°



(f) Pumping phase difference : 25°



(g) Pumping phase difference : 30°



(h) Pumping phase difference : 35°

Fig. 8 Relation of the piston pumping phase and exciting force

5. 결론

텐덤형 사판식 액셀 피스톤 펌프에서 진동·소음 발생 메카니즘의 주요 인자인 펌프의 내부 가진력과 압부력 및 개리력의 관계식을 유도하고, 피스톤의 펌핑 위상과 내부 가진력의 기하학적 관계를 규명하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 탠덤형 사판식 액설 피스톤 펌프에서 실린더 블록을 밸브판에 밀어붙이는 압부력과 밸브판에서 실린더 블록을 밀어내는 개리력은 힘의 평형에 의해 밸브판 면에서의 정압 트러스트 베어링의 역할을 하는 이외에 펌프의 내부 가진력으로 작용하여 진동·소음의 원인이 된다.

2. 구조소음의 소음원으로 작용하는 펌프 내부에 작용하는 힘은 상사점으로부터의 피스톤 회전 각도에 따라 변화하며 펌핑 위상과는 무관하다. 그러나 주축과 평행한 방향의 가진력은 상사점으로부터의 피스톤 회전 각도에 따라 변화하지만 탠덤형 펌프의 대칭적 구조 때문에 펌핑 위상을 동기화하면 상쇄시킬 수 있음을 알 수 있었다.

3. 그러므로 펌핑 위상과 펌프 내부 가진력의 기하학적 관계로부터 펌핑 위상을 일치시키면 축방향 분력으로 생기는 내부 가진력을 상쇄시킬 수 있고, 이로 인한 펌프의 구조소음을 감소시킬 수 있다.

4. 탠덤형 사판식 액설 피스톤 펌프의 구조소음을 감소시키기 위해서는 조립시 펌핑 위상을 일치시키기 위한 키(key)의 설치 등이 필요하다.

후기

본 연구는 97년도 교육부 학술연구조성비(기계공학 ME97-D-09)에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. 柳健, “電子-油圧制御,” 日刊工業新聞社, 東京, pp. 150-216, 1993.
2. 機械振興協会技術研究所, “油空圧機器の振動・騒音の低減化に関する研究,” 機械振興協会技術研究所, 東京, pp. 4-45, 1991.
3. 社団法人日本油空圧学会, “油空圧機器およびシステムの動特性研究委員会成果報告書,” 社団法人日本油空圧学会, 東京, pp. 3-106, 1990.
4. 小嶋英一, 中瀬恒明, “不等ピッチシリンダによるアキシシャルピストンポンプの浄音化,” 油圧と空気圧, 第23卷, 第6号, pp. 134-141, 1992.
5. 小嶋英一, “油圧キーポイントシリーズ(1) 低騒音化,” 油圧と空気圧, 第19卷, 第3号, pp. 181-187, 1988.
6. 小嶋英一, 岩田浩一, “油圧ポンプ構造体振動の

- モード解析,” 油圧と空気圧, 第27卷, 第2号, pp. 127-139, 1995.
7. 佐瀬敏次, 鈴木昭次, “騒音測定法と騒音源の探索,” 油圧と空気圧, 第17卷, 第2号, pp. 14-23, 1987.
8. 梅田時彦, 油圧ポンプ, “パワーデザイン,” vol. 29, No. 3, pp 27-33, 1991.
9. Stan Skaistis, “Noise Control of Hydraulic Machinery,” Marcel Dekker Inc., NewYork, pp. 117-183, 1988.
10. 石原貞男, “ピストンポンプ・モータの理論と実際,” オーム社, 東京, pp. 45-157, 1979.
11. William C. Kanas, “How to calculate the separating force caused by oil leakage, Hydraulics & pneumatics,” July, 1971.
12. 子安券編, 石井聖光, “騒音・振動,” 上巻, コロナ社, 東京, pp. 116-128, 1978.