creative commons

COMMONS DEED

저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 이용허락규약(Legal Code)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

Disclaimer

dCollection

[UCI]I804:48009-200000289127

공학석사 학위논문

SimulationX를 이용한 유압모터의 미속기동시 험기 시뮬레이션 모델 구축에 관한 연구

A Study on the Simulation Model Construction of Low Speed Test of Hydraulic Motor Using SimulationX

울산대학교
건설기계공학과
최 성 원

SimulationX를 이용한 유압모터의 미속기동시 험기 시뮬레이션 모델링에 대한 연구

지도교수 양 순 용

이 논문을 공학석사 학위 논문으로 제출함

2020 년 02월

울산대학교
건설기계공학과
최 성 원

최성원의 공학석사 학위 논문을 인준함

심사위원 안 경 관 인

심사위원 이 병 룡 인

심사위원 양 순 용 인

울산대학교 건설기계공학과

2020 년 02월

SimulationX를 이용한 유압모터의 미속기동시험기 시뮬레이션 모델링에 대한 연구

최 성 원

울산대학교 대학원 건설기계공학전공

국문요약

유압모터의 기계 효율에 영향을 주는 Drain은 유압 밸런스, 형상 공차, 틈새 공차에 의해서 결정된다. 미속기동시험은 정지 상태에서 기동을 시작할 때의 기계 효율을 확인하기 위한 시험이다. 현재의 시험에서는 준비 시간이 오래 걸리며, 총 Drain과 기계 효율의 기준을 맞추기 위해 Valve Plate, Piston, Cylinder Block, Shoe를 변경하며 맞춰가고 있다.

미속기동시험기 Modeling을 하게 되면 시험에 필요한 시간을 줄일 수 있으며, 치수를 측정하여 대입하는 것으로 미속기동시험 전에 미리 결과를 예측할 수 있게 되어, 부적합한 Rotary Group을 제외할 수 있다. 또한, Modeling에서는 총 Drain 뿐만이 아니라 각각의 Drain에 유량계를 부착하여 확인할 수 있게 되므로, 시행착오를 통해 기준에 맞추던 것에 비해 각각의 Drain에 영향을 주는 인자를 정확하게 파악할 수 있게 되어, 총 Drain에 대한 기준을 정할 수 있다.

본 논문에서는 피스톤 가공을 한 후 미속기동시험을 하여 Shoe와 사판, Piston과 Cylinder Block, Valve Plate와 Cylinder Block 간의 Drain을 확인하였고, 각각의 Drain 비율을 확인해본 결과 Shoe와 사판간의 Drain이 83.97%로 가장 큰 비율을 나타내었다. Torque를 확인하기 위하여 유압모터 내의 피스톤 변위와 유량 관계식, 작용력과 토크 방정식 등을 확인하였고, Drain 구현을 위해 Shoe와 사판간의 유량 관계식을 확인하였다. 확인한 계산식을 토대로 Shoe와 사판간의 Drain을 먼저 확인하였으며, 추후 나머지 Drain도 확

인할 예정이다.

시뮬레이션에서 확인한 결과와 미속기동시험을 통해 확인한 결과를 비교해본 결과 사용압력에서의 기계효율과 Drain 모두 8% 오차를 나타내며 신뢰할 수 있는 결과가 나왔다. 주행모터 납품 시에 유압모터의 Shoe, Piston, Cylinder Block, Valve Plate의 Parameter를 측정하여 시뮬레이션 모델에 적용하게 되면 미속기동시험기를 준비하는 시간을 줄일 수 있다. 현재 모델링에 사용한 6,8톤 주행모터뿐만 아니라 타종모터 개발 시에도 활용할 수 있다.

<목 차>

목 차 ····· Ⅰ
표 목차 ····· Ⅲ
그림 목차 ····· Ⅲ

1. 서론

1.1 연구 필요성 ····· 1
1.2 연구 목적 ····· 1
1.3 연구 내용 및 방법 ····· 2
1.4 선행연구 분석 ····· 2

2. 가변 사판식 피스톤 모터 모델링

2.1 가변 사판식 피스톤 모터 개요 ····· 4
2.2 피스톤의 변위와 유량 ····· 5
2.3 피스톤 작용력과 토크 방정식 ····· 9
2.4 사판의 구동 ····· 11
2.5 실린더내의 압력 ····· 13
2.6 Shoe와 Swash Plate간의 유량 ····· 15

3. 미속기동시험

3.1 미속기동시험 개요 ····· 17
3.2 시험 전 피스톤 가공 ····· 18
3.3 시험 결과 ····· 19

4. 미속기동시험기 모델링

4.1 기초자료 조사 ····· 25
4.1.1 Valve Plate 형상에 따른 개구면적 ····· 25
4.2 시험 모터 모델링 ····· 27
4.2.1 One Piston Element 모델링 ····· 27
4.2.2 시험 모터 모델링 ····· 30
4.3 시험부 모델링 ····· 32
4.4 부하부 모델링 ····· 33
4.5 미속기동시험기 Full 모델링 ····· 34

5. 시뮬레이션 결과

5.1 시험 모터 검증 ····· 35
5.2 부하부 검증 ····· 36
5.3 미속기동시험기 모델링 결과 ····· 37

5. 결론 및 향후계획 ····· 41

참고문헌 ····· 42
부 록 ····· 43
Abstract ····· 44

표 및 그림 목차

<표 목차>

Table.1 미속기동시험 결과 : shoe와 Swash Plate의 Drain, 기계효율 ····· 22
Table.2 노치의 유무에 따른 맥동 ····· 26
Table.3 One Piston 모델에 내부 모델에 적용된 파라미터 ····· 28
Table.4 One Piston의 Parameter ····· 31
Table.5 시뮬레이션, 미속기동시험 결과와 오차율 ····· 40

<그림 목차>

Fig.1 사판식 피스톤 모터의 주요 Drain ····· 4
Fig.2 유압모터의 Rotary Group 구조 ····· 5
Fig.3 피스톤의 작용력 ····· 9
Fig.4 Swash Plate의 구동 기구 ····· 11
Fig.5 Shoe와 Swash Plate의 구조 ····· 15
Fig.6 미속기동시험기의 구조 ····· 17
Fig.7 미속기동시험기의 회로도 ····· 17
Fig.8 가공된 피스톤 형상 ····· 18
Fig.9 Cylinder Block과 Valve Plate의 Drain과 토크(70bar) ····· 19
Fig.10 Cylinder Block과 Valve Plate의 Drain과 토크(150bar) ····· 20
Fig.11 Cylinder Block과 Valve Plate의 Drain과 토크(220bar) ····· 20
Fig.12 shoe & Swash Plate, Cylinder Block&Valve Plate Drain(70bar) ····· 21
Fig.13 shoe & Swash Plate, Cylinder Block&Valve Plate Drain(150bar) ····· 21
Fig.14 shoe & Swash Plate, Cylinder Block&Valve Plate Drain(220bar) ····· 22
Fig.15 Shoe 와 사판 간의 Drain과 기계효율(70bar) ····· 23
Fig.16 Shoe 와 사판 간의 Drain과 기계효율(150bar) ····· 23
Fig.17 Shoe 와 사판 간의 Drain과 기계효율(220bar) ····· 24
Fig.18 노치의 유무에 따른 Valve Plate와 Cylinder Block의 개구면적 ····· 25
Fig.19 Piston 9개의 개구면적 합계 ····· 26
Fig.20 One Piston 내부 모델링 ····· 27
Fig.21 One piston 모델링 ····· 28
Fig.22 시험 모터 모델링 ····· 30
Fig.23 시험부 모델링 ····· 32
Fig.24 부하부 모델링 ····· 33
Fig.25 미속기동시험기 Full 모델링 ····· 34
Fig.26 1rpm 회전시 Piston1의 변위 ····· 35
Fig.27 Piston1~9의 변위 ····· 35
Fig.28 Swash Plate각도별 피스톤 변위 ····· 36
Fig.29 감속기가 부착된 부하모터의 회전속도 ····· 36

Fig.30 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(70bar Drain) ····· 37
Fig.31 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(70bar 기계효율) ····· 38
Fig.32 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(150bar Drain) ····· 38
Fig.33 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(150bar 기계효율) ····· 39
Fig.34 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(220bar Drain) ····· 39
Fig.35 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(220bar 기계효율) ····· 40

1. 서론

1.1 연구 필요성

굴삭기의 주행모터와 선회모터로 많이 사용되는 사판식 피스톤 모터는 정지 상태에서 회전을 시작할 때의 토크와 그 때의 Drain이 중요하기 때문에 기동토크 시험을 진행한다. 기동토크 시험은 최고 사용 압력을 공급한 후 최대 기동토크를 확인하는 시험이다[(1)]. 기동토크 시험은 구동축을 고정한 상태에서 최고사용 압력을 공급하며 시험을 하게 되기 때문에 각 Piston의 영향이 반영되기 어렵고, 연속적인 Data가 아닌 반복적인 시험을 하면서 유압모터의 피스톤의 결합되어 있는 방식에 따라 다른 결과가 발생하게 된다. 연속적인 Data를 확인하기 위해 고안된 시험이 미속기동시험이다. 미속기동시험은 1rpm으로 회전을 하며 시험을 하게 되어 0~360°의 Data를 연속적으로 확인할 수 있다.

미속기동시험만을 위한 미속기동시험기가 있지 않다면, 미속기동시험을 할 때마다 배관,모터, 펌프, MCV를 연결하여 사용하게 되어 준비시간이 별도로 필요하게 된다. 또한, 피스톤 모터의 각 부품에 별도의 가공을 하지 않을 시에는 각각의 Drain을 확인하기에 어려움이 있으며, 총 Drain과 Torque만이 확인되어 진다. 시험 결과에 따라서 Rotary Group의 부품을 바꿔가며 재시험을 진행하게 되는데 각각의 Drain을 확인하지 못하기 때문에 총 Drain에 대한 각 부품의 영향이 확인되어 있지 않기 때문에 경험에 의지하여 굴삭기 메이커의 요구치를 맞추고 있는 중이다.

미속기동시험기의 시뮬레이션 모델링을 진행하게 되면 Piston 모터의 Rotary Part의 치수 Paramter를 측정하는 것 외에 별도의 준비시간이 필요하지 않고, 별도의 가공이 필요한 미속기동시험과 달리 각 Drain을 확인하기에 용이하다. Rotary Group의 치수만을 확인하여 대입하면 되기 때문에 Rotary Group을 분해 & 조립하는 시간을 단축할 수 있다.

1.2 연구 목표

유압모터의 기동효율과 Drain은 유압밸런스, 형상공차, 틈새공차 등에 의해 결정된다. 유압밸런스의 경우 유압에 의해 틈새를 지나 Drain으로 나가는 틈새에서 정유압베어링을 이루며 틈새를 유지하려는 힘과, $F = PA$의 식에 의한 틈새를 좁게 하는 힘과의 비율이며, 형상공차는 설계상의 오차와 제작 시에 발생한 오차를 의미하며, 그로 인해 생긴 부품간의 오차를 틈새라고 한다. 유압밸런스, 형상공차, 틈새를 시뮬레이션 모델링에서 구현하기 위해서는 유압모터의 각 부품의 실측치수를 대입할 수 있게 모델링을 하는 것이 목표이다.

각 부품의 실측치수를 모델링하게 되면 현재 모델링 대상인 6,8톤 주행모터의 미속기동시험뿐만이 아니라 타 용량의 주행모터 시험에서도 활용할 수 있으며, 용적효율 시험, 기계효율 시험, 전효율 시험 등의 다른 시험에서도 활용할 수 있다.

1.3 연구 내용 및 방법

별도의 가공을 하지 않은 미속기동시험에서는 총 Drain과 Torque가 결과로 나오게 된다. 유압모터의 각 Drain의 확인이 필요하므로 Piston에 별도의 가공을 통해 Piston과 Cylinder Block간의 Drain, Shoe와 사판간의 Drain을 차단하여 총 Drain 대비 Valve Plate와 Cylinder Block 간, Piston과 Cylinder Block간, Shoe와 사판간의 Drain의 비율을 확인하였다. 그 결과 Shoe와 사판 간에서 가장 많은 Drain이 나오는 것을 확인되어 미속기동시험에서 발생하는 Shoe와 사판간의 Drain을 시뮬레이션 모델링하게 되었다.

SimulationX를 이용한 Shoe 와 사판 간의 Drain 구현을 위한 모델링은 회로도를 참고하여 하였고, 시험모터의 경우 각각의 Parameter 대입이 필요하기 때문에 Shoe, Cylinder Block, Piston 각각의 치수를 대입할 수 있는 One Piston Modeling을 한 후 모델링을 하였다.

SimulationX를 이용해서 나온 Shoe와 사판간의 Drain과 미속기동시험기를 통한 시험결과를 정리하여 Shoe 와 사판간의 Drain 값을 비교하며 SimulationX 모델을 수정하였다.

1.4 선행연구 분석

가변형 사판식 피스톤 모터의 3가지의 메인 Drain에 대해서는 많은 연구들이 진행되어 왔다. 신정훈 외 2명의 “강한 측력이 작용하는 피스톤 펌프의 왕복동 피스톤 기구 부에서의 윤활 모형에 관한 연구”[2], 박태조외 1명의 “사판식 유압 피스톤 펌프의 윤활해석 : 피스톤 왕복운동의 영향”[3] 에서는 Piston이 Cylinder Block내부에서 회전방향으로 틸트가 발생할 때의 Piston과 Cylinder Block 간의 유막과 그에 따른 특성에 대한 연구를 진행하였다.

정재연 외 3명의 “유압 피스톤 펌프의 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 유막 특성”[4] 에서는 Cylinder Block과 Valve Plate 간의 Drain 계산식을 확인하고, 실측을 통해 틈새와 Drain을 직접 확인하였다.

조인성의 “사판식 유압 피스톤 펌프의 슬리퍼와 사판간의 윤활 특성”[5], 조인성 외 1명의 “사판식 피스톤 펌프의 피스톤 회전 반경에 따른 윤활 특성”[6], 강민서 외 4명의 “사판식 피스톤 펌프의 슬리퍼와 사판간의 유막두께 특성”[7] 에서는 Shoe의 형상과 압력에 따라 Shoe와 Swash Plate간의 Pocket 압력과 Drain을 실측을 통해 확인하였다.

신정훈 외 2명의 “사판식 액셜 피스톤 펌프에서의 압력맥동 해석모형에 관한 연구”[8]에서는 piston과 Cylinder Block, Cylinder Block과 Valve Plate, Shoe와 Swash Plate 에서의 유량에 관계되는 식의 정리와 압력에 따른 총 Drain에 대한 시뮬레이션을 진행하였다.

Drain에 대한 연구는 많이 진행되어 왔다. 하지만, 이용범, 김광민의 “굴삭기 주행모터용 주차브레이크의 시험분석”[9]에서 굴삭기용 주행모터 주차브레이크에 대한 연구를 하고, 정규홍 외 2명의 “유압모터 길들이기 자동시험 제어기 개발”[10]에서 저압에서 고압으로 압력을 높이면서 생기는 고착현상을 확인하는 길들이기 시험을 연구한 것과 같이 미속기동시험이나 기동토크 시험에 대해 연구를 한 논문은 없었기 때문에 미속기동시험기 시뮬레이션 모델 구축하는 것에 대한 논문을 작성하였다.

위 논문의 Shoe와 Swash Plate간의 Pocket 압력과 Drain을 실측한 결과와 계산식을 참고하고, 식의 정리를 통해 시뮬레이션에 적용하는 방법을 참고하여 Shoe와 Swash Plate간의 틈새와 그에 따른 Drain을 확인하는 시뮬레이션 모델링을 하는 방향으로 연구를 진행했다.

2. 가변 사판식 피스톤 모터 모델링

2.1 가변 사판식 피스톤 모터 개요

사판식 유압모터의 구동축과 함께 회전하는 부분을 Rotary Part라고 하며 Cylinder Block, Piston, Shoe로 구성된다. 유압모터의 구동축이 회전하게 되면 Rotary Part과 함께 회전하게 되며, Valve Plate, 사판 등은 고정되어 있다. Valve Plate의 Kidney Port와 Sausage Port형상과 노치의 유무에 따라 Cylinder Block내부로 통하는 흡입유량, 토출유량이 결정되다.

Valve Plate의 형상에 따라 결정된 유량이 Fig.1과 같이 Cylinder Block과 Valve Plate 간의 Drain을 만들고, 나머지 유량에 의해 Piston과 Cylinder Block 간의 Drain이 발생되며, Piston에서 Shoe까지의 틈새를 통해 Shoe와 사판간의 Drain이 발생되게 된다.

Cylinder Block과 Valve Plate, Shoe와 사판 간의 틈새에서는 정유압(Hydrostatic Pressure) 베어링이 발생하게 된다. 정유압 베어링에 의해 틈새가 유지되며, 그로 인해 회전부와 고정부간의 마찰손실이 매주 작게 된다.

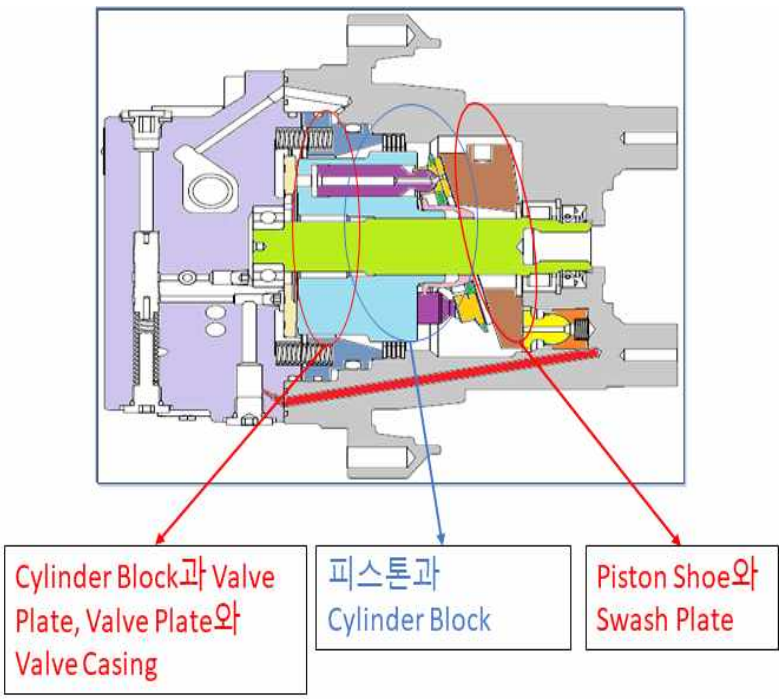

Fig.1 사판식 피스톤 모터의 주요 Drain

2.2 피스톤의 변위와 유량

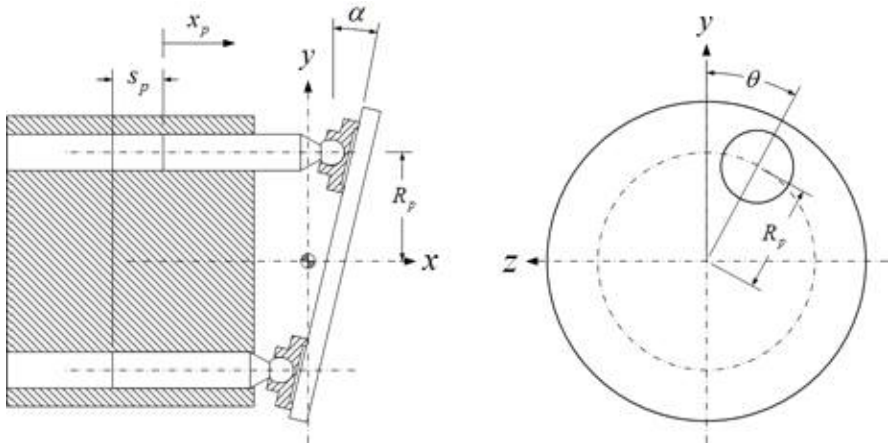

Fig.2 유압모터의 Rotary Group 구조

Fig.2에서 사판이 고정되어 있는 경우(α=const) 인 경우의 수학적 모델링은 다음과 같다.[11][12]

피스톤의 변위(x_p)는 식(1)과 같다.

$$x_P = -R_P \cdot \tan\alpha \cdot \cos\theta \tag{1}$$

피스톤의 위치(s_p)는 식(2)와 같다.

$$s_P = R_P \cdot \tan\alpha \cdot (1-\cos\theta) \tag{2}$$

피스톤의 속도($\dot{x}_p$)는 식(3)과 같다.

$$\dot{x}_P = \dot{\theta} \cdot R_P \cdot \tan\alpha \cdot \sin\theta \tag{3}$$

피스톤의 위치를 기준으로 한 속도($\dot{s}_p$)는 식(4)와 같다.

$$\dot{s}_P = \dot{\theta} \cdot R_P \cdot \tan\alpha \cdot \sin\theta \tag{4}$$

피스톤의 행정거리(S)는 식(5)와 같다.

$$S = D_2 \cdot \tan\alpha = 2R_P \cdot \tan\alpha \tag{5}$$

피스톤의 작동 단면적을 A_P , 피스톤의 개수를 Z라고 하면, 펌프의 Displacement Volume(V_d)는 식(6)과 같다.

$$V_d = A_P \cdot S \cdot Z = (\frac{\pi}{4} d_P^2) \cdot (2R_P \cdot \tan\alpha) \cdot Z \tag{6}$$

피스톤 1개의 송출 유량은 식(7)과 같다.

$$\begin{aligned} q &= \frac{dV_{d,1}}{dt} \\ &= A_P \cdot \dot{s}_P \\ &= A_P \cdot \dot{\theta} \cdot R_P \cdot \tan\alpha \cdot \sin\theta \end{aligned} \tag{7}$$

각 펌핑 피스톤은 피스톤의 각 변위 θ에 따라 송출하는 유량이 달라지므로 펌프의 유량은 다음의식과 같이 각 피스톤의 각 변위 θ에 따른 합으로 계산되어질 수 있다.

$$0 < \theta < \frac{\pi}{Z}; \tag{8}$$

$$Q = \sum q = A_P \cdot \dot{\theta} \cdot R_P \cdot \tan\alpha \cdot \sum_{n=1}^{\frac{Z+1}{2}} \sin(\theta + \frac{2(n-1)\pi}{Z})$$

$$\frac{\pi}{Z} < \theta < \frac{2\pi}{Z}; \tag{9}$$

$$Q = \sum q = A_P \cdot \dot{\theta} \cdot R_P \cdot \tan\alpha \cdot \sum_{n=1}^{\frac{Z-1}{2}} \sin(\theta + \frac{2(n-1)\pi}{Z})$$

사판이 경전 가능할 경우($\alpha = \alpha(t)$)에는 다음과 같이 기술할 수 있다.

피스톤의 변위(x_p)는 식(10)과 같다.

$$x_P = -R_P \cdot \tan\alpha \cdot \cos\theta \tag{10}$$

피스톤의 위치(s_p)는 식(11)과 같다.

$$s_P = R_P \cdot \tan\alpha \cdot (1 - \cos\theta) \tag{11}$$

피스톤의 속도($\dot{x}_p$)는 식(12)와 같다.

$$\dot{x}_P = -\dot{\alpha} \cdot R_P \cdot \sec^2\alpha \cdot \sin\theta + \dot{\theta} \cdot R_P \cdot \tan\alpha \cdot \sin\theta \tag{12}$$

피스톤의 위치를 기준으로 한 속도($\dot{s}_p$)는 식(13)과 같다.

$$\dot{s}_P = \dot{\alpha} \cdot R_P \cdot \sec^2\alpha(1 - \cos\theta) + \dot{\theta} \cdot R_P \cdot \tan\alpha \cdot \sin\theta \tag{13}$$

피스톤의 행정거리(S)는 식(14)와 같다.

$$S = D_2 \cdot \tan\alpha = 2R_P \cdot \tan\alpha \tag{14}$$

펌프의 Displacement Volume(V_d) 식(15)와 같다.

$$V_d = A_P \cdot S \cdot Z = (\frac{\pi}{4} d_P^2) \cdot (2R_P \cdot \tan\alpha) \cdot Z \tag{15}$$

피스톤 1개의 송출 유량은 식(16)과 같다.

$$
\begin{aligned}
q &= \frac{dV_{d,1}}{dt} \\
&= A_P \cdot \dot{s}_P \\
&= A_P \cdot R_P(\dot{\alpha} \cdot \sec^2\alpha(1-\cos\theta) + \dot{\theta} \cdot \tan\alpha \cdot \sin\theta)
\end{aligned} \tag{16}
$$

각 펌핑 피스톤은 피스톤의 각 변위 θ에 따라 송출하는 유량이 달라지므로 펌프의 유량은 다음의 식과 같이 각 피스톤의 각 변위 θ에 따른 합으로 계산되어질 수 있다.

$$
0 < \theta < \frac{\pi}{Z}; \tag{17}
$$

$$
Q = \sum q = A_P \cdot R_P \cdot \sum_{n=1}^{\frac{Z+1}{2}} [\dot{\alpha} \cdot \sec^2\alpha[1-\cos(\theta + \frac{2(n-1)\pi}{Z})] + \dot{\theta} \cdot \tan\alpha \cdot \sin(\theta + \frac{2(n-1)\pi}{Z})]
$$

$$
\frac{\pi}{Z} < \theta < \frac{2\pi}{Z}; \tag{18}
$$

$$
Q = \sum q = A_P \cdot R_P \cdot \sum_{n=1}^{\frac{Z-1}{2}} [\dot{\alpha} \cdot \sec^2\alpha[1-\cos(\theta + \frac{2(n-1)\pi}{Z})] + \dot{\theta} \cdot \tan\alpha \cdot \sin(\theta + \frac{2(n-1)\pi}{Z})]
$$

2.3 피스톤 작용력과 토크 방정식

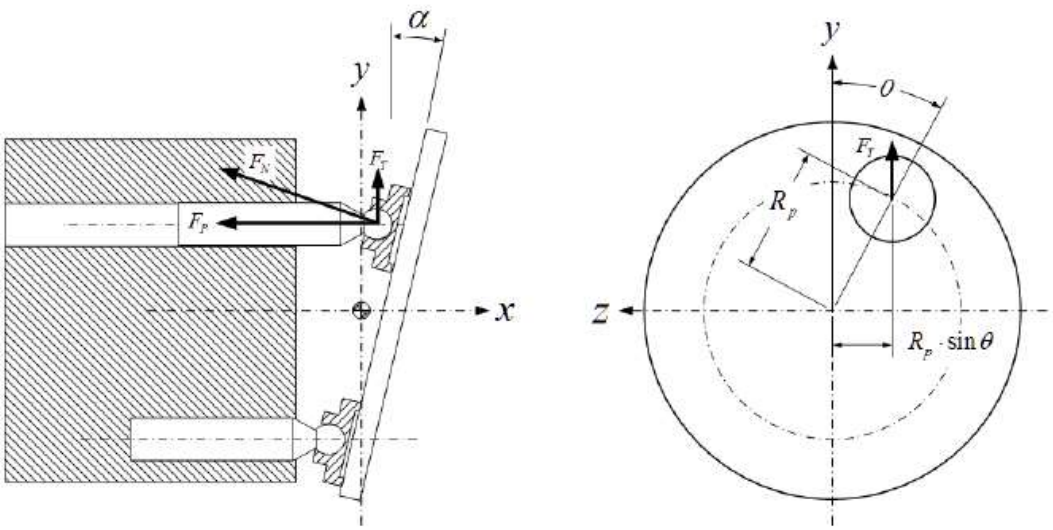

Fig.3 피스톤의 작용력

사판이 고정인 경우에 대한 Piston의 작용력은 다음과 같이 모델링할 수 있다.

사판의 회전에 따라 Shoe에 작용하는 힘을 F_N이라 하면, Piston에 작용하는 힘 F_P와 Piston 및 Shoe의 회전에 작용하는 힘F_T 로 나뉠 수 있다.[13]

이때, Piston 및 Shoe의 회전에 작용하는 힘 F_T는 식(19)와 같다.

$$F_T = F_P \cdot \tan\alpha \tag{19}$$

Piston 1개의 회전에 작용하는 토크τ는 식(20)과 같다.

$$\tau = F_T \cdot R_P \cdot \sin\theta = F_P \cdot R_P \cdot \tan\alpha \cdot \sin\theta \tag{20}$$

각 Piston은 Piston의 각 변위 θ에 따라 작용하는 토크가 달라지므로 구동 토크는 다음의 식과 같이 각 피스톤의 각 변위 θ에 따른 합으로 계산되어질 수 있다.

$$0 < \theta < \frac{\pi}{Z}; \tag{21}$$

$$T = \sum \tau = F_P \cdot R_P \cdot \tan\alpha \sum_{n=1}^{\frac{Z+1}{2}} \sin(\theta + \frac{2(n-1)\pi}{Z})$$

$$\frac{\pi}{Z} < \theta < \frac{2\pi}{Z}; \tag{22}$$

$$T = \sum \tau = F_P \cdot R_P \cdot \tan\alpha \sum_{n=1}^{\frac{Z-1}{2}} \sin(\theta + \frac{2(n-1)\pi}{Z})$$

결과적으로, 모터의 구동에 필요한 토크의 평균은 식(23)과 같다.

$$T_{mean} = T_{th} = \frac{p \cdot V_d}{2\pi} \tag{23}$$

2.4 사판의 구동

펌프의 사판 구동을 위한 기구의 구성은 Fig.4 과 같다.

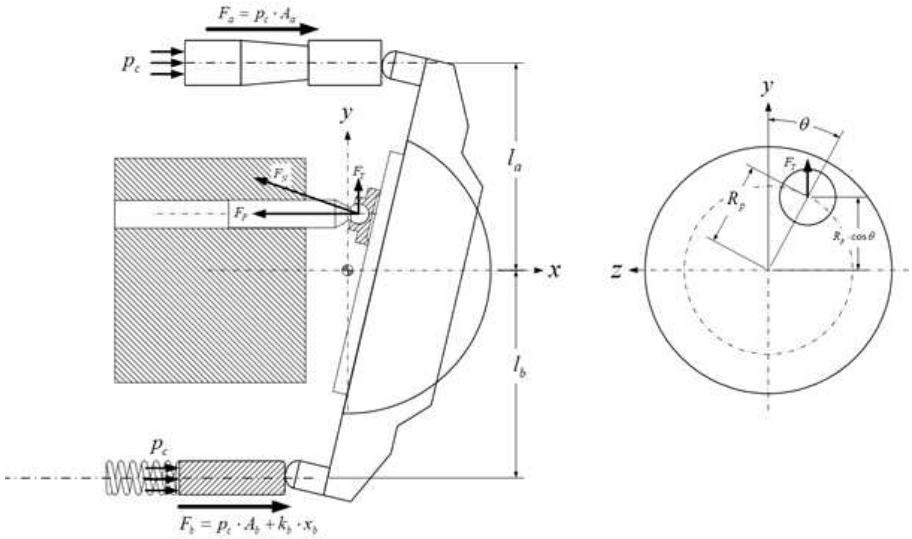

Fig.4 사판의 구동 기구

사판의 구동은 작동피스톤, 캠, 밸런스 피스톤, 밸런스 스프링으로 구성되어 있으며, 작동피스톤의 변위를 x_a,밸런스 피스톤의 변위를 x_b라 하면 식(24)와 같이 유도할 수 있다.

$$x_a = -L_a \cdot \tan\alpha$$
$$x_b = -L_b \cdot \tan\alpha \tag{24}$$

각 피스톤의 속도 성분은 위 식을 미분하여 식(25)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}_a = \frac{-\dot{a} \bullet L_a}{\cos^2\alpha}, \dot{x}_b = \frac{-\dot{a} \bullet L_b}{\cos^2\alpha}, \tag{25}$$

또한, 사판에 작용하는 작동피스톤과 밸런스 피스톤에 의한 토크는 식 (26)과 같이 유도할 수 있다.

$$T_e \cdot \cos\alpha = -F_a \cdot L_a + F_b \cdot L_b = \left(-F_a + F_b\right) \cdot L_a$$
$$T_e = \frac{\left(-F_a + F_b\right) \cdot L_a}{\cos\alpha} \tag{26}$$

각 펌핑 피스톤에 의하여 사판에 미치는 작용토크는 식(27)과 같다.

$$\tau_s = F_p \cdot R_p \cdot \cos\theta = F_p \cdot R_p \cdot \tan\alpha \cdot \cos\theta \tag{27}$$

각 펌핑 피스톤이 사판에 미치는 작용 토크는 피스톤의 각 변위 θ 에 따라 달라지므로 사판의 구동 토크는 다음의 식과 같이 각 피스톤의 각 변위 θ 에 따른 합으로 계산되어질 수 있다.

$0 < \theta < \frac{\pi}{Z}$;

$$T_s = T_e - \sum \tau_s = \frac{\left(-F_a + F_b\right) \cdot L_a}{\cos\alpha} - F_p \cdot R_p \cdot \tan\alpha \cdot \sum_{n=1}^{\frac{Z+1}{2}} \cos\left\{\theta + \frac{2\left(n-1\right)\pi}{Z}\right\} \tag{28}$$

$\frac{\pi}{Z} < \theta < \frac{2\pi}{Z}$;

$$T_s = T_e - \sum \tau_s = \frac{\left(-F_a + F_b\right) \cdot L_a}{\cos\alpha} - F_p \cdot R_p \cdot \tan\alpha \cdot \sum_{n=1}^{\frac{Z-1}{2}} \cos\left\{\theta + \frac{2\left(n-1\right)\pi}{Z}\right\} \tag{29}$$

2.5 실린더내의 압력

실린더 내의 압력은 실린더 내에서 Valve Plate와 Piston으로 이루어지는 검사체적에 대한 질량보존의 법칙으로부터 구한다.

실린더내의 작동유의 질량을 M,작동유의 체적을 V,작동유의 밀도를 ρ라 하면, 식(30), (31), (32)와 같다.

$$\frac{dM}{dt} = \rho\frac{dV}{dt} + V\frac{d\rho}{dt} \tag{30}$$

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{\beta}\frac{dP}{dt} \tag{31}$$

$$\frac{dM}{dt} = \rho Q \tag{32}$$

식(30), (31), (32)을 정리하면 실린더 내의 압력은 식(33)과 같다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\beta}{V}(Q - \frac{dV}{dt}) \tag{33}$$

위 식들을 참고하여, 밸브 플레이트의 형상과 피스톤의 위치에 따른 실린더 내의 압력변동 분포로부터 피스톤은 시계방향으로 회전하며 사판 각이 0 일 때의 피스톤의 위치를 $x_P = 0$라하고, $x_P = 0$ 가 되는 토출 위치에서부터 시계방향의 각도를 θ로 정의하면 식(34), (35), (36)과 같다.

$$x_P = R_P \cdot \tan\alpha \cdot \cos\theta \tag{34}$$

$$V_c = V_0 - \pi r^2 x_P \tag{35}$$

$$= V_0 - \pi r^2 \tan\alpha\cos\theta$$

$$\frac{dV_c}{dt} = \pi r^2(\dot{\theta}\tan\alpha\sin\theta - \dot{\alpha}\sec^2\alpha\cos\theta) \tag{36}$$

식(34), (35), (36)을 이용해 정리하면 식(37)과 같다.

$$\frac{dV_e}{dt} = \frac{\beta}{V_c}[Q_c - \pi r^2(\dot{Q}\tan\alpha\sin\theta - \dot{\alpha}\sec^2\alpha\cos\theta)] \tag{37}$$

Q_c는 밸브 플레이트의 포트를 통하여 발생하는 유량과 실린더 내벽과 피스톤 슈에서 발생하는 누설양의 합으로 표현될 수 있다.

$$Q_c = Q_{c1} + Q_{c2} \tag{38}$$

밸브 플레이트의 포트를 통한 유량은 식(39)와 같다.

$$Q_{c1} = sgn(P_{out} - P_{cyl})\, C_d A(\theta_P)\sqrt{\frac{2|P_{out} - P_{cyl}|}{\rho}} \tag{39}$$

여기서, P_{out}은 유로의 연결 상태에 따라서 송출 압력P_s, 흡입 압력P_0, 드레인 압력 P_{drain} 등의 압력이 된다.

누설 유량의 경우 층류로 가정하면 식(40)과 같다.

$$Q_{c2} = -C_{leak} \cdot P_{cyl} \tag{40}$$

사판각 α 변화에 따라 밸브 플레이트에서의 압력 분포를 구하면 식 (41)과 같다.

$$wdt = d\theta \tag{41}$$

위 식을 통해 정리를 하게 되면 식(42)와 같다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{\beta}{V_c}\left\{\frac{Q_c}{\omega} - \pi r^2(\tan\alpha\sin\theta - \frac{\dot{\alpha}}{\omega}\sec^2\alpha\cos\theta\right\} \tag{42}$$

2.6 Shoe와 Swash Plate 간의 유량

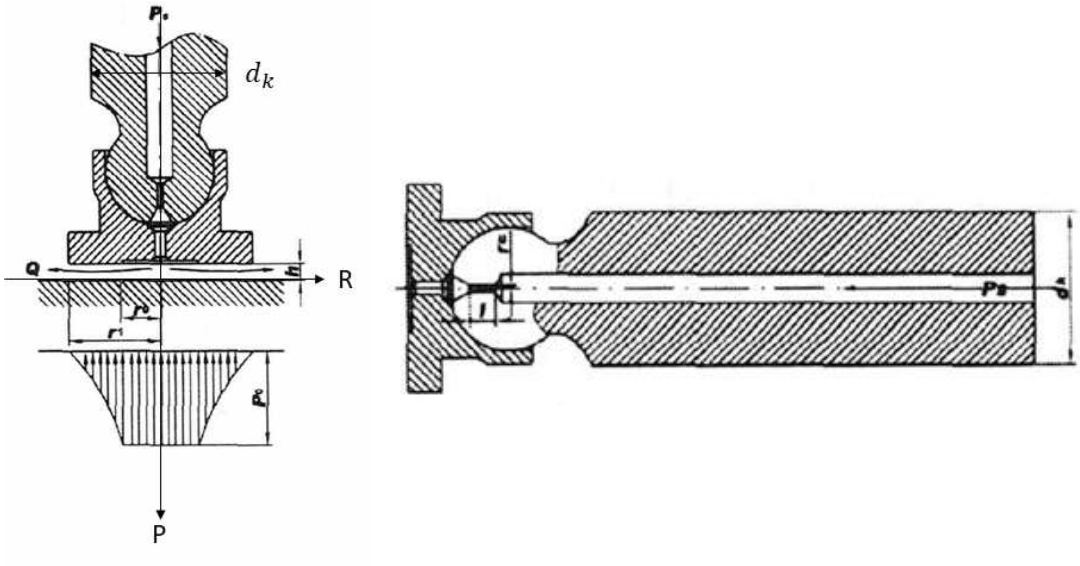

Fig.5 Shoe와 Swash Plate의 구조

Shoe 와 Swash Plate간의 정유압 베어링 영향에 따른 부하 용량은 식(43)과 같으며, 압력 분포는 식(44)와 같다.[14][15]

$$F_b = \pi r^2 P_0 + \int_{r_0}^{r_1} 2\pi r P_r dr \tag{43}$$

$$P_r = \frac{\ln(r_1/r)}{\ln(r_1/r_0)} P_0 \tag{44}$$

부하용량 계산식에 압력분포를 대입하여 정리한 결과는 식(45)와 같다.

$$F_b = \frac{\pi(r_1^2 - r_0^2)}{2\ln(r_1/r_0)} P_0 \tag{45}$$

유압모터의 피스톤 추력은 식(46)으로 표현된다.

$$F_p = \frac{\pi d_k^2}{4} P_s \tag{46}$$

F_p, F_b는 힘의 평형을 이루므로 F_p=F_b 식을 통해 정리를 하게 되면 P_s와 P_0의 관계식은 식(47)로 표현된다.

$$P_s = \frac{2P_0(r_1^2 - r_0^2)}{d_k^2 \ln(r_1/r_0)} \tag{47}$$

피스톤 내부 홀을 통해 Shoe로 흐르는 유량 Q_{in}은 식(48), Shoe와 Swash Plate간의 틈새를 통해 Drain Port로 나가는 유량 Q_{out}은 식(49)로 표현된다.

$$Q_{in} = \frac{\pi r_c^4 (P_s - P_0)}{8\mu C_m l} \tag{48}$$

$$Q_{out} = \frac{\pi h^3}{6\mu \ln(r_1/r_0)} P_0 \tag{49}$$

Q_{in}식에 식(47)을 대입하면 Q_{in}은 식(50)으로 같다.

$$Q_{in} = \frac{\pi r_c^4}{8\mu C_m l}\left(\frac{2(r_1^2 - r_0^2)}{d_k^2 \ln(r_1/r_0)} - 1\right) P_0 \tag{50}$$

식(48)과 식(50)의 Q_{in}=Q_{out}을 이용해 틈새관계식을 정리하면 식(51)과 같다.

$$h^3 = \frac{3r_c^4}{4C_m l}\left(\frac{2(r_1^2 - r_0^2)}{d_k^2} - \ln(r_1/r_0)\right) \tag{51}$$

3. 미속기동시험

3.1 미속기동시험 개요

미속기동시험은 유압모터가 기동을 시작할 때 필요한 토크(기동토크)와 Drain을 확인하기 위한 시험으로 모터를 정지 상태에서 유압을 가하여 시험을 하던 기동토크 시험과 다르게 연속적인 값을 확인하기 위한 시험이다.

미속기동시험기는 Fig.6, Fig.7 과 같은 구조로 구성되어 있다. 시험모터의 회전속도를 1rpm으로 제한하기 위해 토크가 큰 주행모터를 부하부로 사용하고, 시험부에서는 부하에 의해 회전속도가 1rpm으로 제한되어 있는 상태에서 유량만을 공급하여 유압을 조절하게 된다. Torque Sensor와 각 포트에 연결되어 있는 유량계, 압력계를 이용해 계측을 하고 DAQ 장비를 이용하여 결과 값을 표시하며, 결과 값을 이용하여 Drain, 기계효율 값을 확인한다.

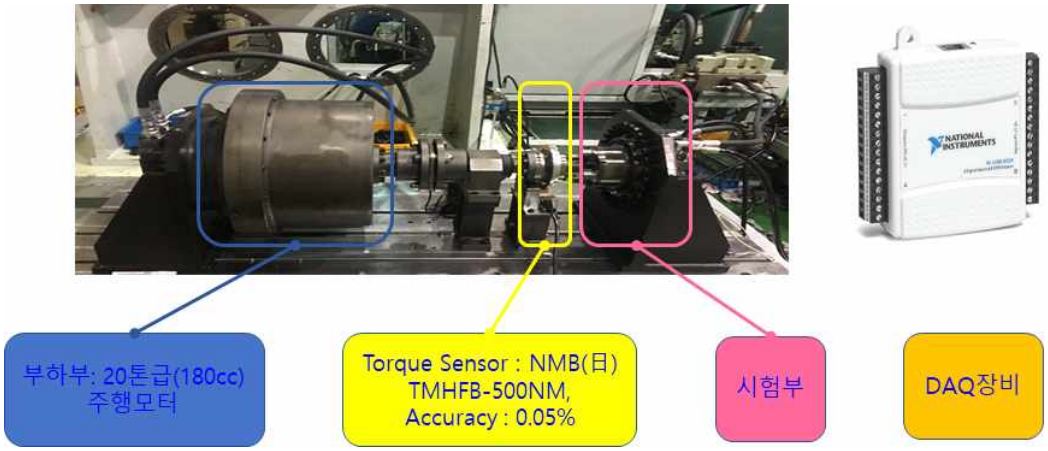

Fig.6 미속기동시험기의 구조

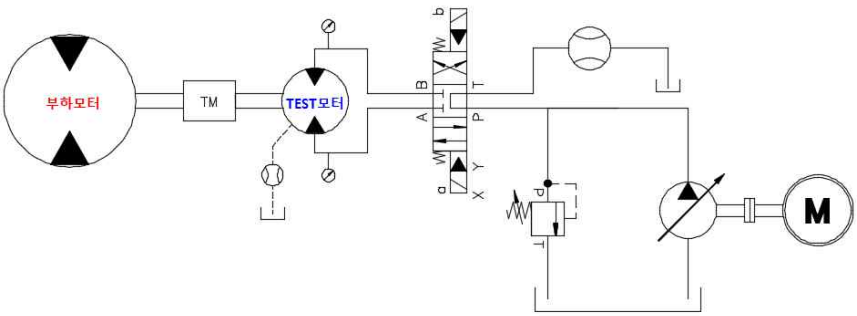

Fig.7 미속기동시험기의 회로도

3.2 시험 전 피스톤 가공

총 Drain을 확인할 시에는 별도의 피스톤 가공이 필요하지 않지만 각각의 Drain을 확인하기 위해서는 별도의 피스톤 가공이 필요하다. Cylinder Block과 Valve Plate 간의 Drain을 차단하기에 어려움이 있어, Shoe와 사판으로 가는 유량과, Piston과 Cylinder Block 간의 Drain 차단을 통해 Shoe와 사판 간의 Drain을 확인하였다. Fig.8(a)의 O-ring과 백업 링을 통해 Piston과 Cylinder Block간의 Drain 통로를 차단하고, Fig.8(b)의 탭 가공 후 Plug 체결을 통해 Shoe와 사판간의 Drain을 차단한다.

(b)의 Plug는 가공 전에 있던 Piston Hole을 탭 가공한 것이기 때문에 제거하게 되어도 가공 전의 Piston 형상과 큰 차이가 없기 때문에 가공 전의 Drain과 유사한 Drain이 나오게 된다. (a)의 가공은 O-ring, 백업 링을 결합하기 위해 별도의 홈을 가공하였기 때문에 O-ring과 백업 링을 제거하게 되면 별도의 홈에 의해 가공 전의 Piston과 Cylinder Block간의 Drain에 비해 많은 Drain이 발생하게 되어 O-ring과 백업 링을 제거하는 것은 어려움이 있어 (a)와 (b)를 결합한 시험과 (b)만을 결합한 시험 2종류의 시험을 하여 Shoe와 사판간의 Drain과 기계효율을 확인하였다. (a)와 (b)를 모두 결합한 후 미속기동시험을 하게 되면 Cylinder Block과 Valve Plate의 Drain이 결과로 나오게 되며, (b)의 plug를 제거 한 후 시험을 하게 되면 Cylinder Block과 Valve Plate, Shoe와 Swash Plate 간의 Drain의 합이 결과로 나오게 된다.

(a)

(b)

Fig.8 가공된 피스톤 형상

3.3 시험 결과

피스톤 가공 후의 미속기동시험 결과는 Fig.9~14이다. 그 중 Piston hole과 Piston과 Cylinder Block간의 틈새를 차단한 시험결과는 Fig.9~11이다. Shoe와 사판간의 Drain과 Piston과 Cylinder Block 간의 Drain이 차단된 결과로 Valve Plate와 Cylinder Block 간의 Drain과 기동토크가 시험결과로 나온다. Drain 평균은 70bar에서 0.369(l/min), 150bar에서 0.529(l/min), 220bar에서 0.642(l/min), 기동토크의 평균은 70bar에서 5.423(kgf·m), 150bar에서 11.168(kgf·m), 220bar에서 17.988(kgf·m)의 결과가 나왔다.

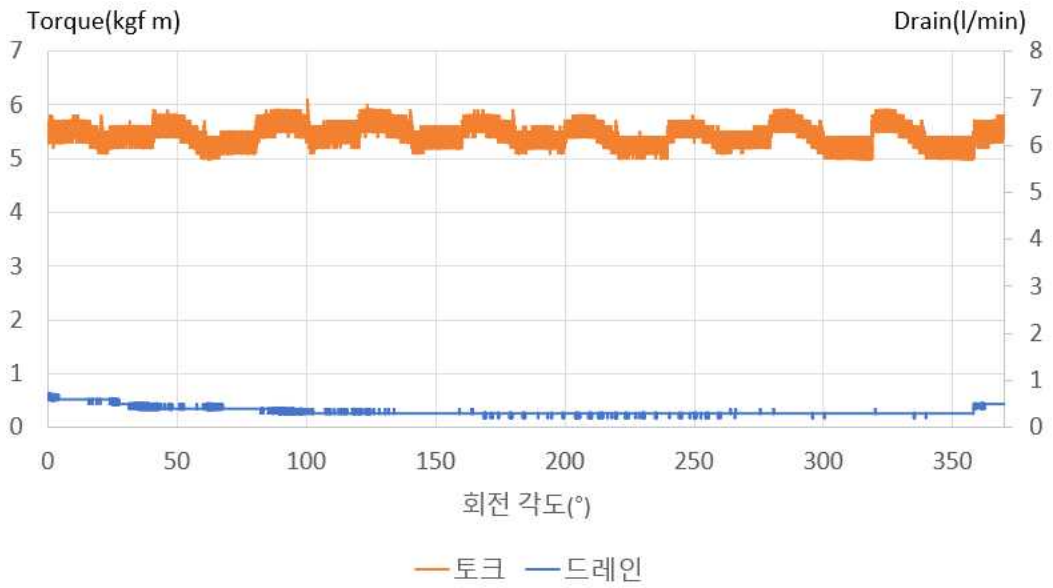

Fig.9 Cylinder Block과 Valve Plate의 Drain과 토크(70bar)

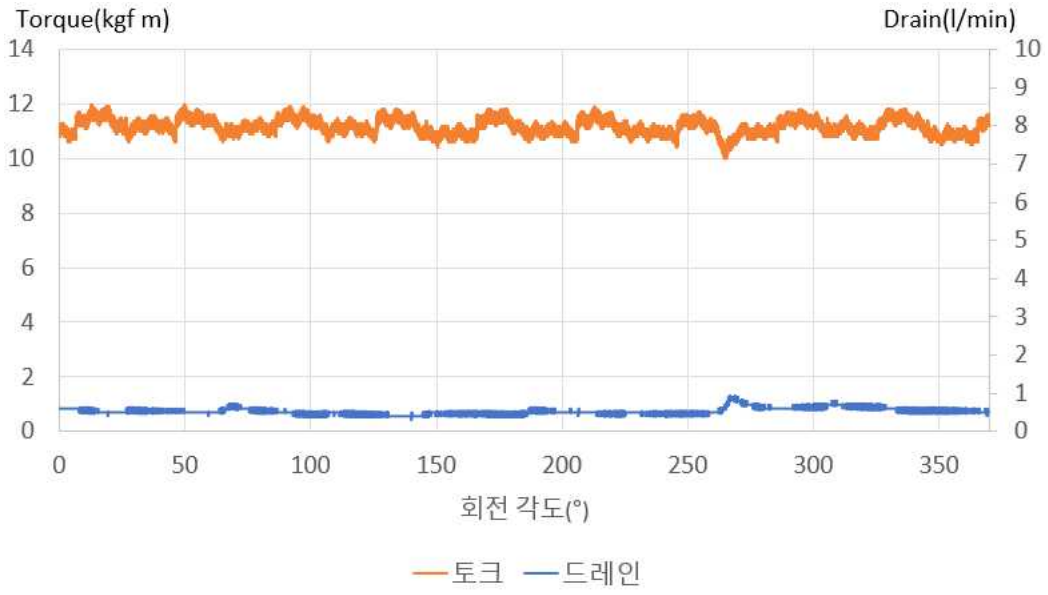

Fig.10 Cylinder Block과 Valve Plate의 Drain과 토크(150bar)

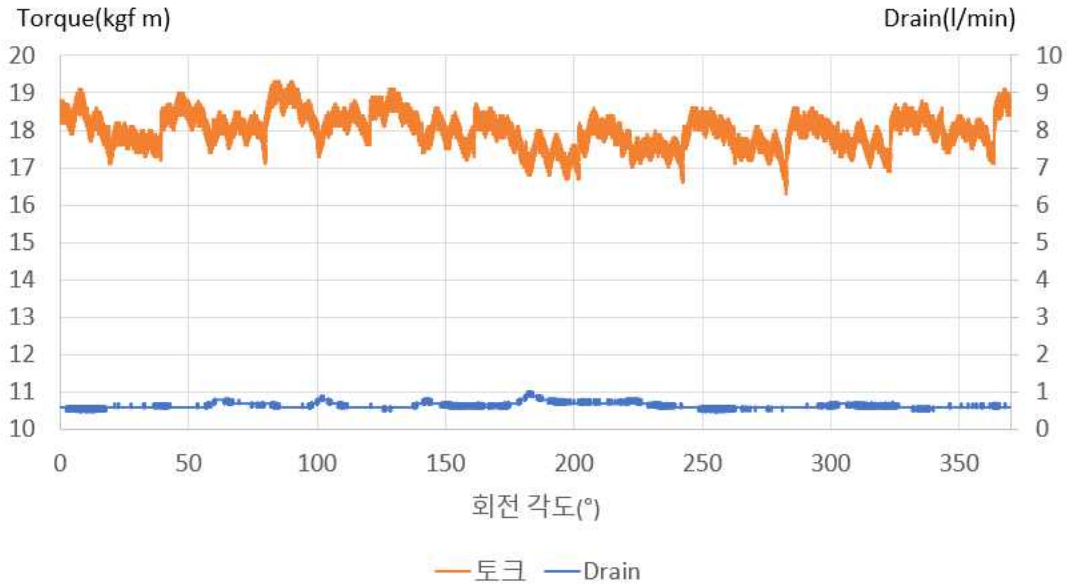

Fig.11 Cylinder Block과 Valve Plate의 Drain과 토크(220bar)

O-ring과 back-up ring을 사용하여 Piston과 Cylinder Block 간의 틈새만을 차단한 시험 결과중 Drain은 Valve Plate와 Cylinder Block간의 Drain과 Shoe와 사판간의 Drain의 합계가 나오게 된다. 각 압력의 시험결과는 Fig.12~14이다. Drain 평균은 70bar에서 2.549(l/min), 150bar에서 3.518(l/min), 220bar에서 4.005(l/min), 기동토크의 평균은 70bar에서 4.438(kgf·m), 150bar에서 11.164(kgf·m), 220bar에서 17.266(kgf·m)의 결과가 나왔다.

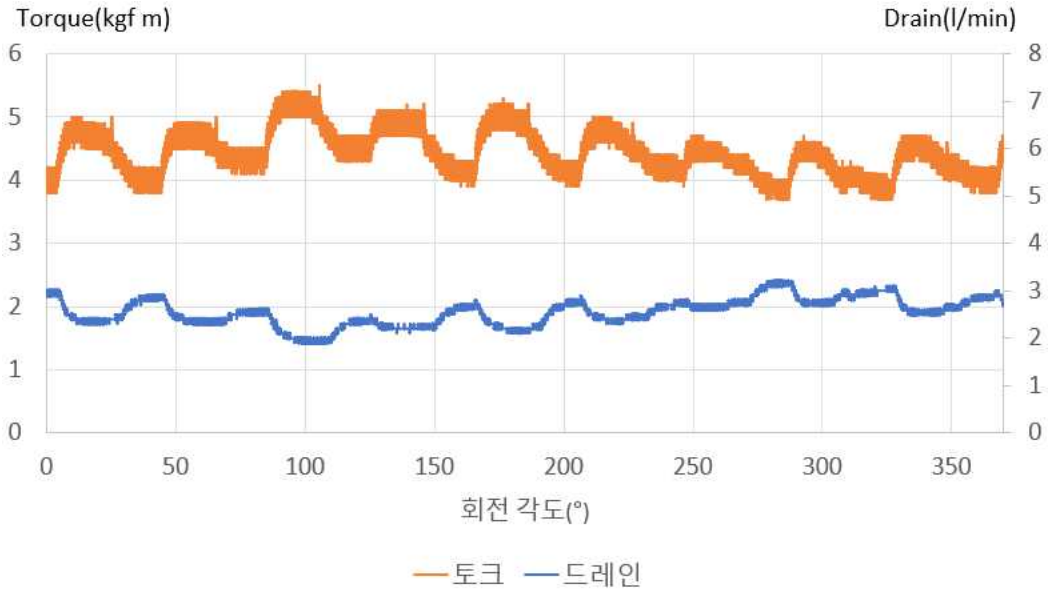

Fig.12 shoe & Swash Plate, Cylinder Block&Valve Plate Drain(70bar)

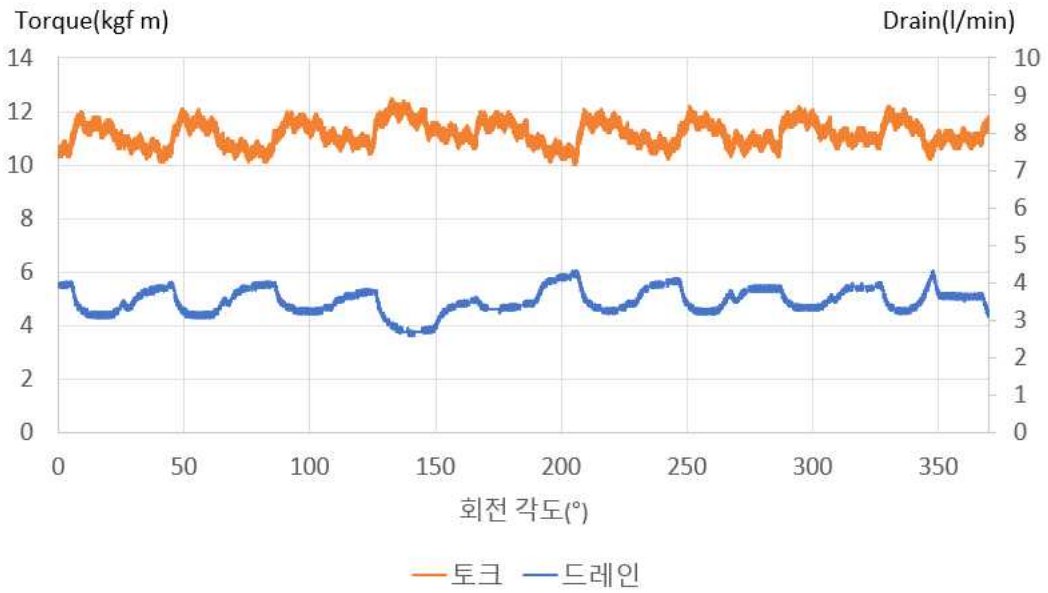

Fig.13 shoe & Swash Plate, Cylinder Block&Valve Plate Drain(150bar)

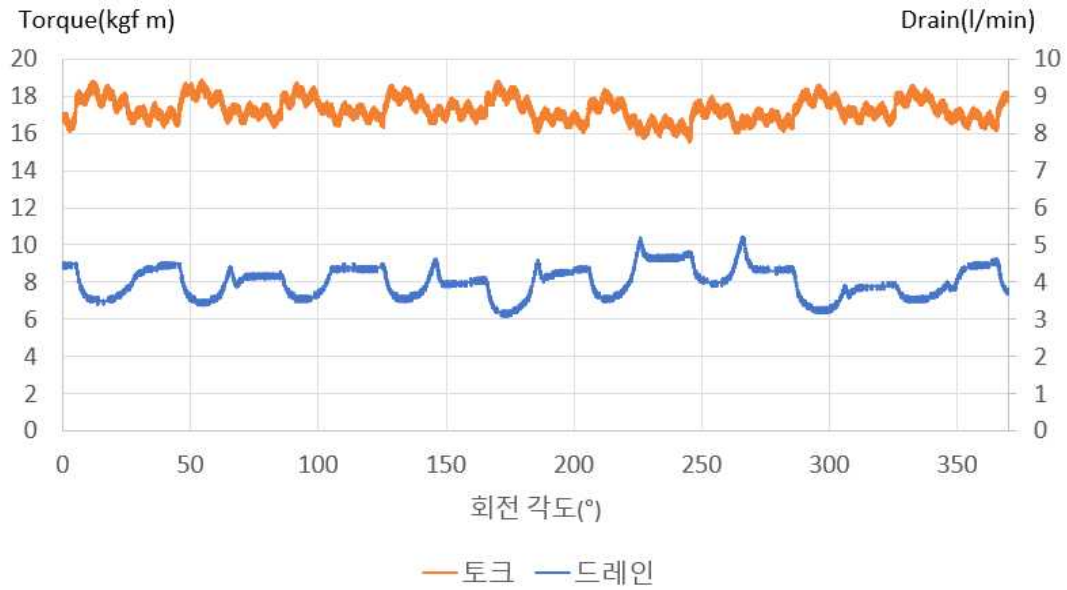

Fig.14 shoe & Swash Plate, Cylinder Block&Valve Plate Drain(220bar)

각 압력의 Valve Plate와 Cylinder Block의 Drain과 Valve Plate와 Cylinder Block, Shoe와 Swash Plate 간의 Drain 합계의 차이를 이용해 Shoe와 Swash Plate간의 Drain을 계산하였고, 기계효율은 두가지 경우의 시험 결과 중 Torque의 평균의 이론 토크에 대한 비율으로 계산하였다. Shoe와 Swash Plate간의 Drain과 기동효율은 Fig.15~17과 같다. Table.1과 같이 70bar에서의 Drain 평균 값은 2.14lpm, 기계효율의 평균 값은 80.74%이고, 150bar에서의 Drain 평균 값은 2.98lpm, 기계효율의 평균 값은 84.45%이고, 220bar에서의 Drain 평균 값은 3.36lpm, 기계효율의 평균 값은 90.9%이다. 압력이 증가함에 따라 Drain과 기계효율이 증가하는 것을 확인하였다.

Table.1 미속기동시험 결과 : shoe와 Swash Plate의 Drain, 기계효율

항목	압력	최소값	최대값	평균
Drain (단위 : lpm)	70bar	1.5	2.9	2.14
	150bar	2.2	3.9	2.98
	220bar	2.4	4.7	3.36
기계효율 (단위 : %)	70bar	72.12	90.76	80.74
	150bar	78.28	91.14	84.45
	220bar	84	97.2	90.9

Fig.15 Shoe 와 사판 간의 Drain과 기계효율(70bar)

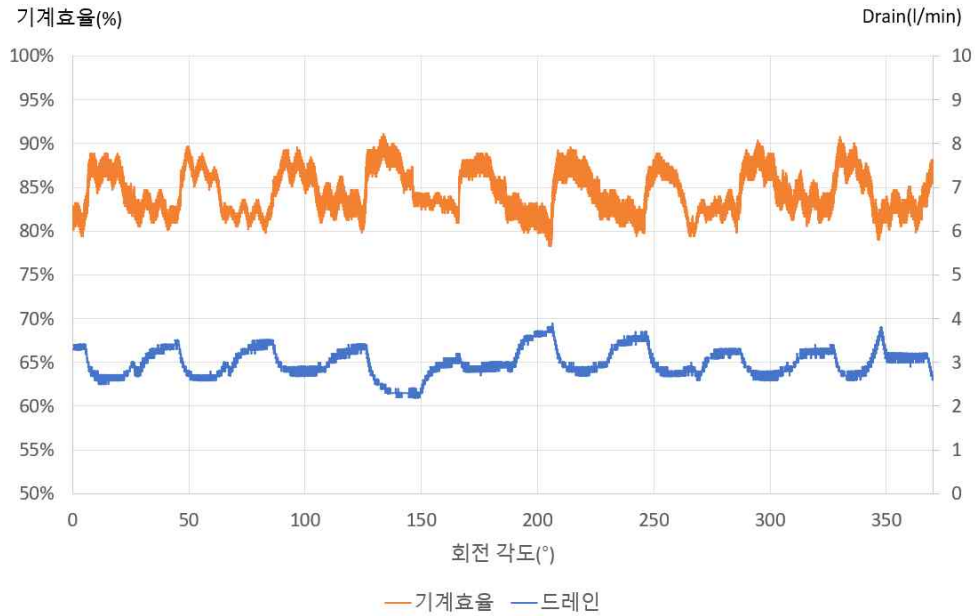

Fig.16 Shoe 와 사판 간의 Drain과 기계효율(150bar)

Fig.17 Shoe 와 사판 간의 Drain과 기계효율(220bar)

4. 미속기동시험기 모델링

4.1 Valve Plate 형상에 따른 개구면적

Valve Plate와 Cylinder Block 간의 개구면적에 의해 흡입부, 토출부의 유량이 정해진다. SimulationX에서 개구면적을 orifice의 면적에 대입하여 흡입부, 토출부의 유량을 결정할 수 있다. SimulationX의 Parameter로 대입하기 위해 개구면적을 확인하였다. Valve Plate의 노치를 포함한 경우와 포함하지 않은 경우 2가지의 경우에서 조사를 진행하였다. Fig.18은 피스톤 하나의 개구면적 그래프이며, Valve Plate의 노치가 포함되지 않았을 경우에는 13도 부근에서 시작하여 급격하게 증가하는 것을 확인할 수 있었으며, 노치가 포함된 경우에서는 0도에서부터 조금씩 증가하여 좀 더 완만한 그래프를 나타내었다.

각각의 Piston이 유압모터에 일정한 간격(40°)으로 결합되어 있을 때의 흡입부와 토출부 각각의 총 개구면적은 Fig.19 에 나타나 있으며, 노치가 없는 Valve Plate과 비교할 때, U노치가 있을 때의 맥동이 적게 나타났다. 맥동은 Valve Plate의 노치의 유무에 따른 개구면적의 최대값과 최소값으로 계산할 수 있다. 계산한 결과는 Table.2에 나타나있다.

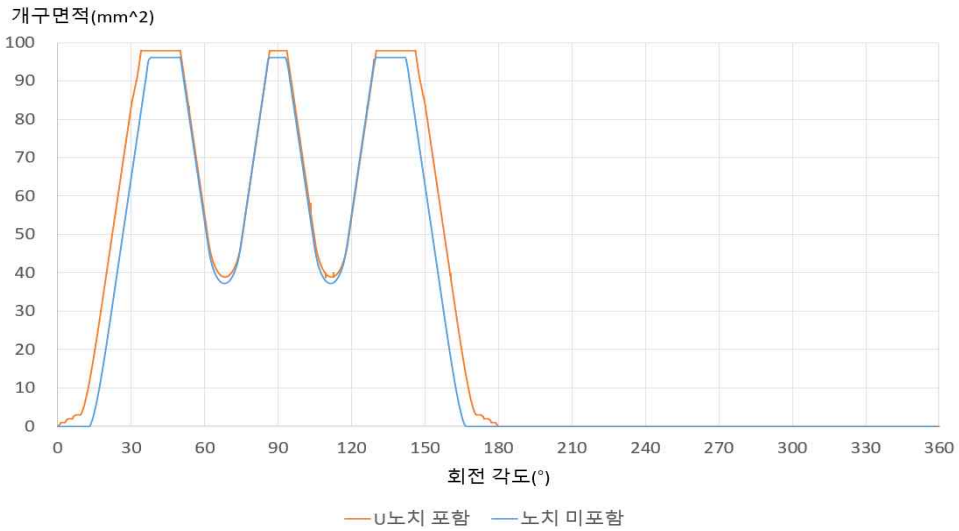

Fig.18 노치의 유무에 따른 Valve Plate와 Cylinder Block의 개구면적

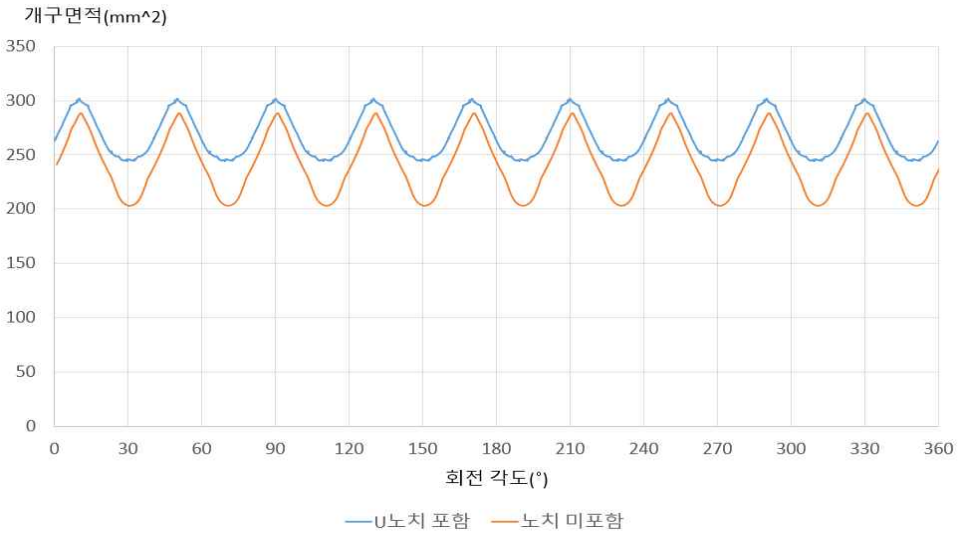

Fig.19 Piston 9개의 개구면적 합계

Table.2 노치의 유무에 따른 맥동

항목	최대값	최소값	차이
U노치 포함	301.41	244.43	56.98
노치 미포함	288.37	203.35	85.02

4.2 시험 모터 모델링

4.2.1 One Piston Element 모델링

미속기동시험에서는 시험모터의 용량보다 Piston & Shoe & Cylinder Block 9개 각각의 치수, 관계식이 중요하기 때문에 시험모터의 모델링에 앞서 One Piston 모델링을 진행하였다. 모델링 상에서 표면으로 나는 것은 Fig.21 인 One Piston 모델링이며, Fig.21 의 파라미터 입력 시 Fig.20 의 One Piston 모델링 내부 Component 간의 상호관계에 의해 계산이 이루어진다. One Piston 내부 모델링에 기본 Component를 이용해서 각 부품의 치수를 대입하였을 때 Component에서 계산식을 통해 결과가 나오는 경우에는 별도의 계산식을 입력하지 않았고, Table 3과 같이 내부에 Component만으로 표현이 힘든 경우에는 별도의 계산식을 입력하여 모델링하였다.

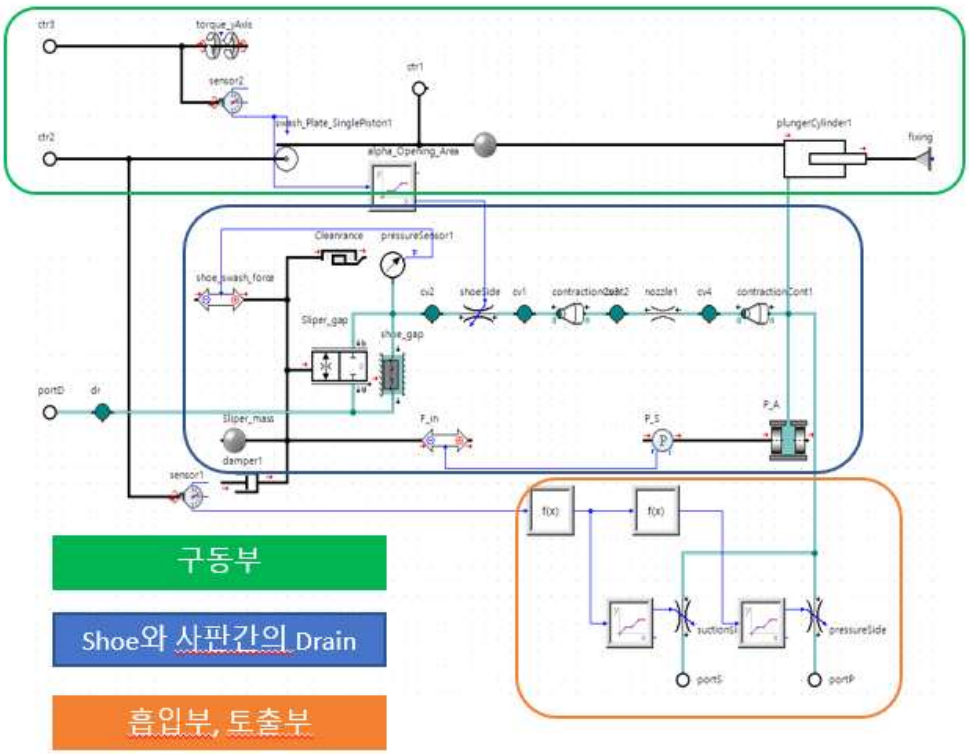

Fig.20 One Piston 내부 모델링

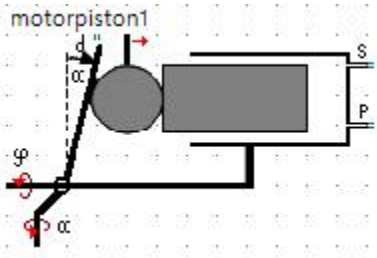

Fig.21 One Piston 모델링

내부 모델의 Parameter 중 pistonMass의 m, plutngerCylinder1의 maxStroke, dCyl, dRod 등은 Fig.21의 One Piston 모델링에서 파라미터를 대입시 자동으로 파라미터가 적용되며 계산이 이루어지게 모델링 되어 있다. shoeSide, Sliper_gap의 alphaT,ReK,geopFact등은 레이놀드 수, 온도에 따른 영향 등의 상수로 현재는 기본 값을 사용하였지만, 추후 사용 중인 유압유에 맞춰 수정이 필요하다.

swash_Plate_SinglePiston1의 f_phi의 함수는 식(10)을 대입한 것으로써 Swash Plate각도와 피스톤의 회전각도에 따라 피스톤의 변위가 결정되는 것을 표현한 식이다. shoe_swash_force의 F는 식(44)을 대입한 것이며 현재 shoe의 형상에서 shoe와 Swash Plate간의 정유압 베어링의 형상에 관한 식이다. F_in의 F는 Swash Plate이 α만큼 기울어져 있을 때 유압에 의해 피스톤으로 작용하는 힘이 shoe에 수직하게 전달되는 힘을 표현한 식이다.

Table. 3 One Piston 내부 모델에 적용된 파라미터

Component	항목	적용 계산식
swash_Plate_SinglePiston1	f_phi	-(self.R*tan(self.alpha)*cos(self.phi+ 360/self.n_Piston*(self.p_number-1)))
shoe_swash_force	F	pi*self.in1*(sdo^2-sdi^2)/(2*(log(sdo)-log(sdi)))
PistonMass2	m	m_piston
plungerCylinder1	maxStroke	maxStroke
	dCyl	dCyl+ se
	dRod	dCyl
	vol0A	50cm^3
	cStop	50kN/mm
	dStop	sqrt(4*1'kg'*cStop)
Clearance	l1	lc
	l2	0

Component	항목	적용 계산식
shoeSide	area	self.y
	dHyd	((4'mm'*self.y)/(pi))^0.5
	alphaT	0.62
	ReK	200
ContractionCont2	dA	5mm
	dB	2.4mm
	l	1mm
nozzle1	l	33mm
	d	phd
ContractionCont1	dA	7.3mm
	dB	phd
	l	2mm
Sliper_gap	y0	0
	d	sdo
	dr	0
	alphaT	0.7
	ReK	400
	geomFact	0.5
Shoe_gap	d	d
	s	s
	ecc	ecc
	l	l
Sliper_mass	m	m_shoe
	x0	0
	v0	0
F_in	F	-self.in1/cos(swash_Plate_SinglePiston1.alpha'deg')
P_A	din	phd
	dout	dCyl
	dx0	0
function2	F	-self.in1/cos(swash_Plate_SinglePiston1.alpha'deg')
function1	F	self.x+ 180'°'

4.2.2 시험 모터 모델링

아래의 그림은 4.2.1 One Piston Element 모델링을 이용하여 9개 Piston을 연결 후 Shaft, Swash Plate를 결합한 시험 모터 모델링이다. Swash Plate각도는 preset1을 통하여 입력하게 된다. 각 9개의 Piston에 입력하는 Parameter는 Table.4 와 같다.

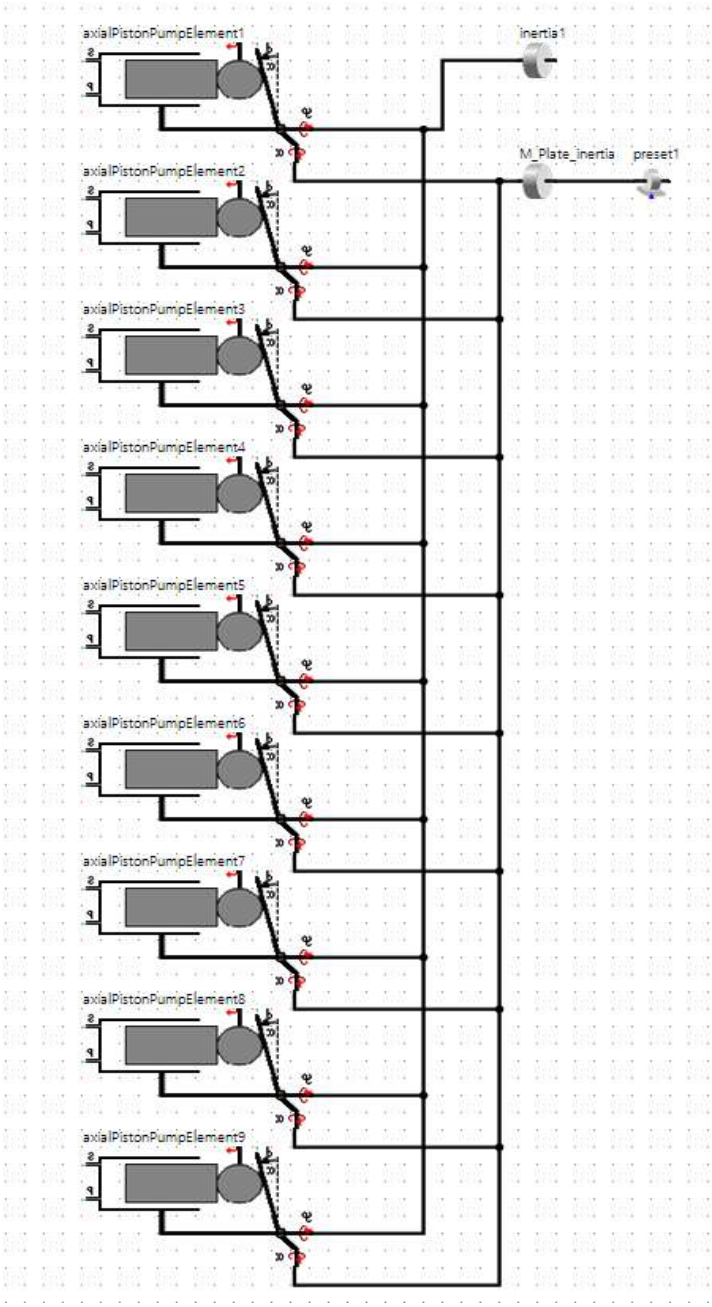

Fig.22 시험 모터 모델링

inertia1은 유압모터의 구동을 위한 관성체로써 parameter는 별도의 조작을 하지 않고 Default값을 그대로 사용하였다. M_Plate_inertia와 preset1은 Swash Plate 각도를 결정하는 부분이며, preset의 기능 중, fixing, angle of rotation, rotational speed, angular acceleration 중 각도를 고정하는 기능인 angle of rotation을 사용해 Swash Plate 각도를 17.65도로 고정하였다.

Table.4 One Piston의 Parameter

항목	대입값
n_piston	Piston 개수
p_number	Piston 번호(12시를 기준으로 시계방향순)
m_piston	Piston의 질량
dCyl	Piston 직경
maxStroke	Piston 최대 변위
R	Cylinder Block의 중심에서 피스톤 중심까지의 거리
lc	Piston과 Swash Plate간의 틈새 제한 값
dphi	Piston과 Cylinder Block간의 편심
phd	Piston의 Valve Plate방향의 Hole 직경
Pressure Side	Valve Plate와 Cylinder Block의 형상에 따른 출구 측의 개구면적
Suction Side	Valve Plate와 Cylinder Block의 형상에 따른 입구 측의 개구면적
m_shoe	Shoe의 질량
sdi	Shoe의 내부 직경
sdo	Shoe의 외부 직경
shd	Shoe의 내부 hole 직경
b	댐핑계수(Default값 사용)
Shoe_Open_A	Swash Plate각도에 따른 shoe와 piston 간의 개구면적
d	shoe와 스웨이징으로 결합되는 piston의 구 직경
s	shoe와 피스톤간의 틈새를 등가한 변수
ecc	shoe와 피스톤간의 틈새를 등가한 변수
l	shoe와 피스톤간의 틈새를 등가한 변수
cle	shoe와 피스톤간의 틈새를 등가한 변수

4.3 시험부 모델링

앞서 모델링한 시험 모터 모델링에 유량을 공급하기 위한 유압 펌프를 결합 후 입력압력을 맞추기 위한 Relief Valve, 토출 압력을 맞추기 위한 Check Valve 등을 부착하여 시험부 모델링을 하였다.

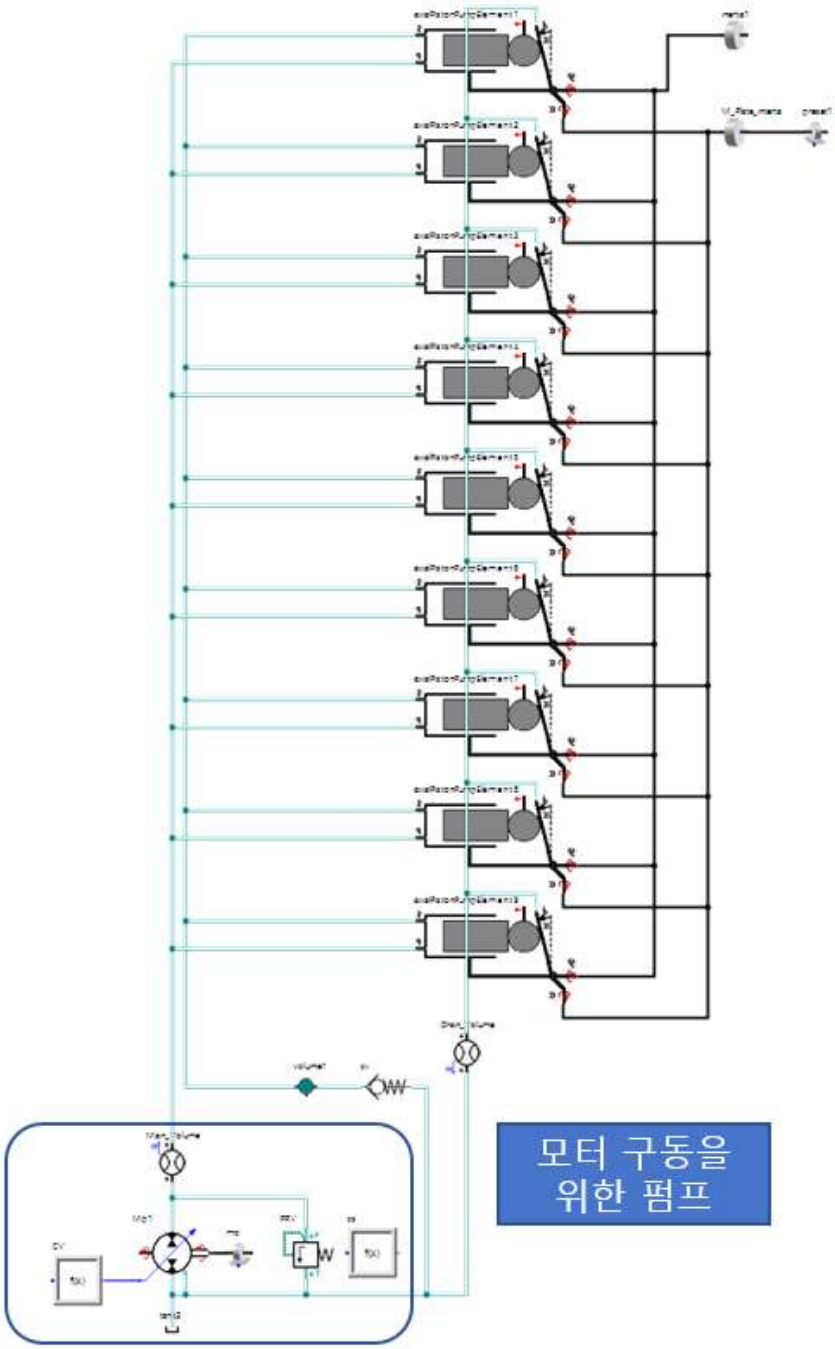

Fig.23 시험부 모델링

Mp1, mo, CV, PRV는 유압모터에 공급되는 압력을 맞추기 위한 구성요소이며, PRV는 Relief Valve로 cs를 통해 Relief 압력을 설정하게 된다. mo는 펌프를 회전시키는 엔진의 역할을 하며 Rotational Speed를 사용해 일정한 1750rpm으로 펌프를 회전시키게 된다. Mp1은 SimulationX의 기본 Component인 가변형 모터이며, 최대Swash Plate각도에서의 배제용적은 $70cm^3$, CV로 설정되어진 Swash Plate각도는 미속기동시험에서 설정한 70bar, 150bar, 220bar를 맞추기 위하여 시행착오를 통해 결정하였다.

4.4 부하부 모델링

부하부의 경우에는 유압모터 내부의 치수가 중요하기보단, 시험부가 1rpm으로 회전하기 위하여 일정량의 토크를 가하는 용도이기 때문에 4.2.2에서 모델링한 시험모터와 다르게 One Piston 모델링을 사용하지 않았다. 실제 회로도를 참고하여 부하부 모터의 Displace Volume, 펌프의 회전속도 등을 참고하여 모델링을 진행하였다.

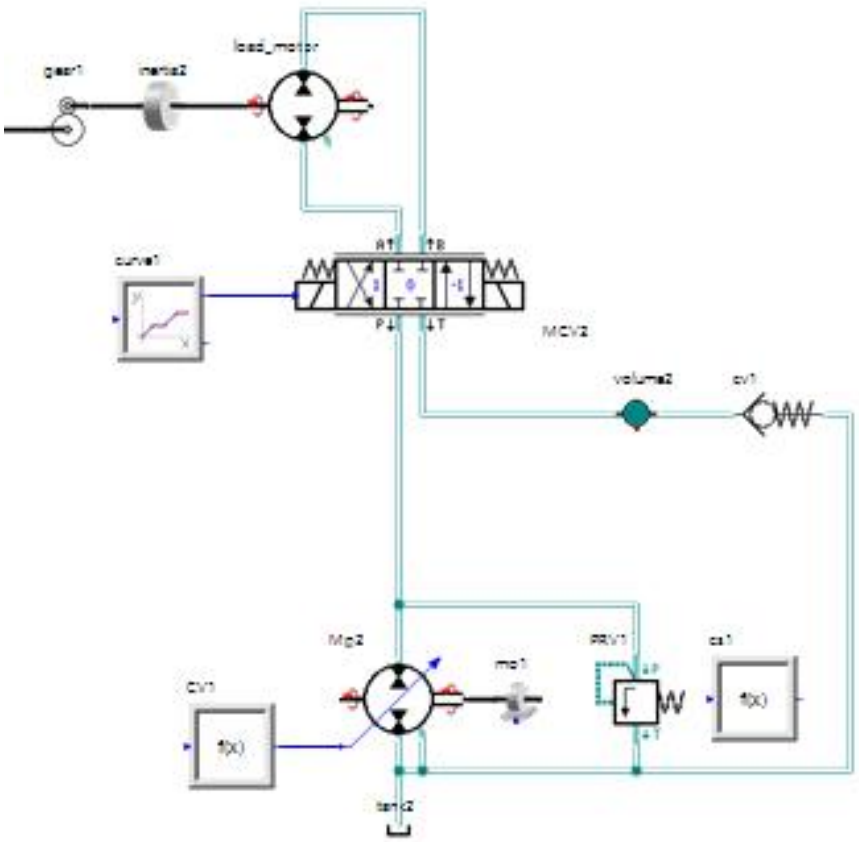

Fig.24 부하부 모델링

4.5 미속기동시험기 Full 모델링

앞서 4.3, 4.4에서 모델링한 시험부, 부하부를 각자 모델링한 후 shaft를 기준으로 결합하면 미속기동시험기 모델링이 된다. Drain_Volume으로 표시된 유량계와, PowerSensor1으로 표시된 토크 센서에서 미속기동시험 결과 값으로 표시되는 Drain 유량, 시험모터의 토크가 측정되서 결과 값으로 출력된다.

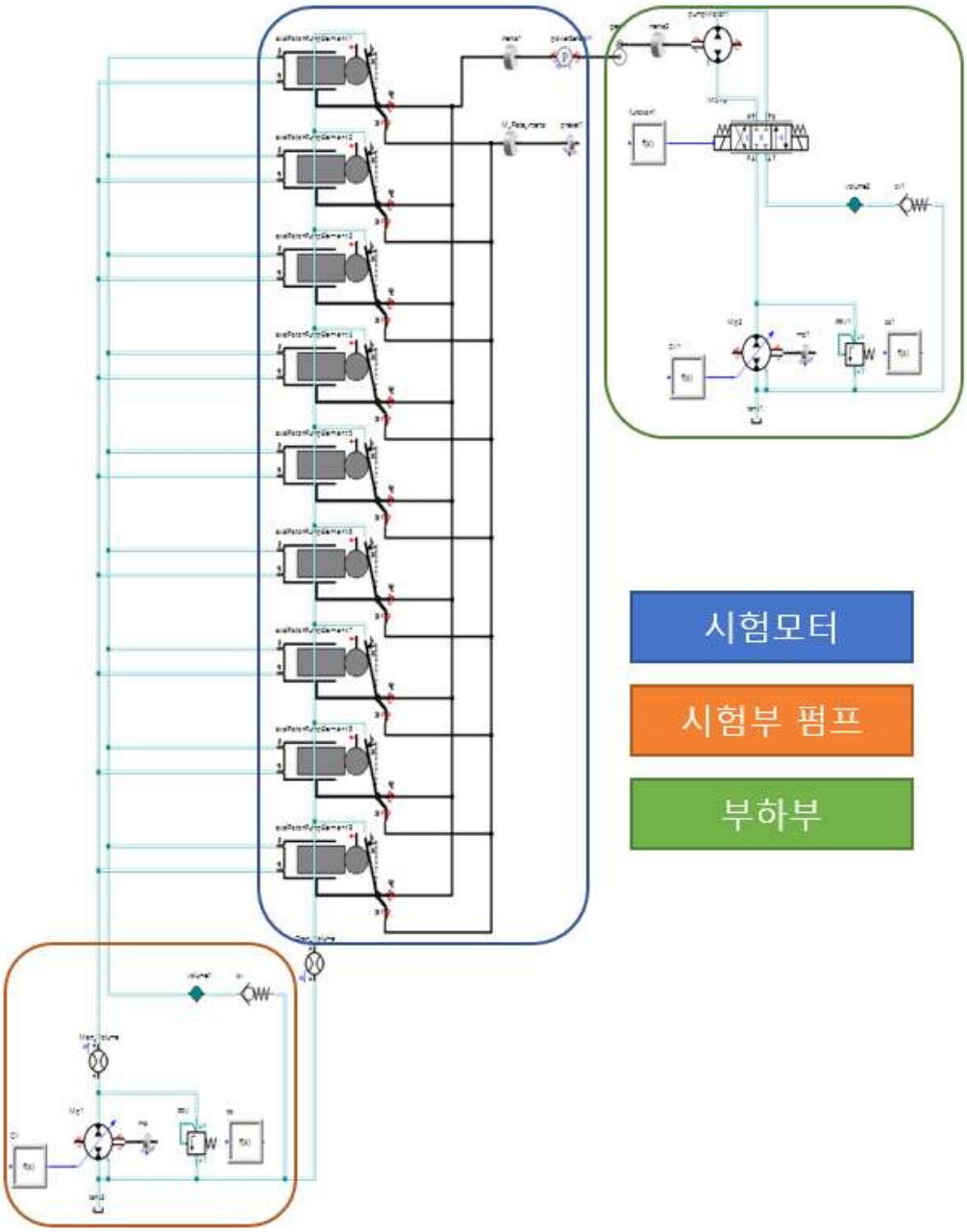

Fig.25 미속기동시험기 Full 모델링

5. 시뮬레이션 결과

5.1 시험 모터 검증

시험모터를 검증하기 위하여 시험모터가 1rpm으로 회전 시에 Piston의 변위를 확인해보았으며, 1rpm으로 60초(360°)를 회전할 때 피스톤 하나가 한 Cycle을 그리는 것을 확인하였다. 또한, 피스톤 1~9까지의 변위를 확인한 결과 1 Cycle인 360°를 9개의 피스톤이 일정한 간격으로 배치되어 있으므로 각각의 그래프가 40도의 위상차를 나타내었다.

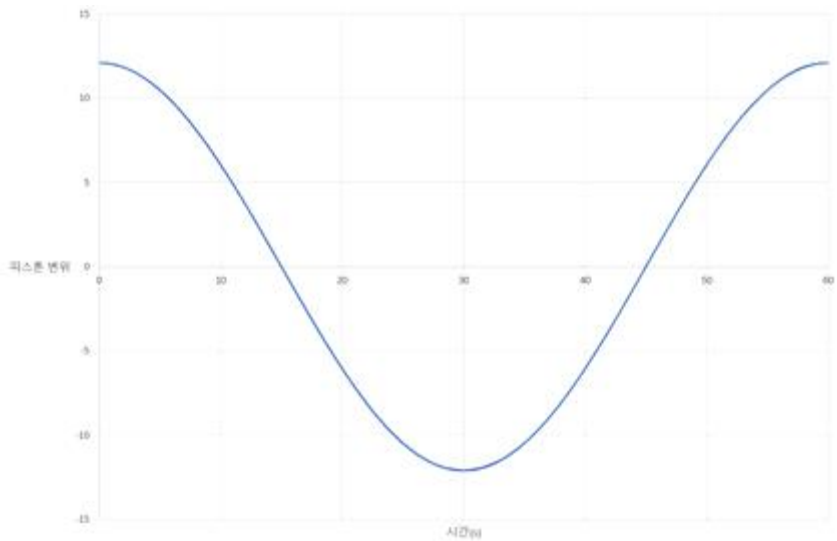

Fig.26 1rpm 회전시 Piston1의 변위

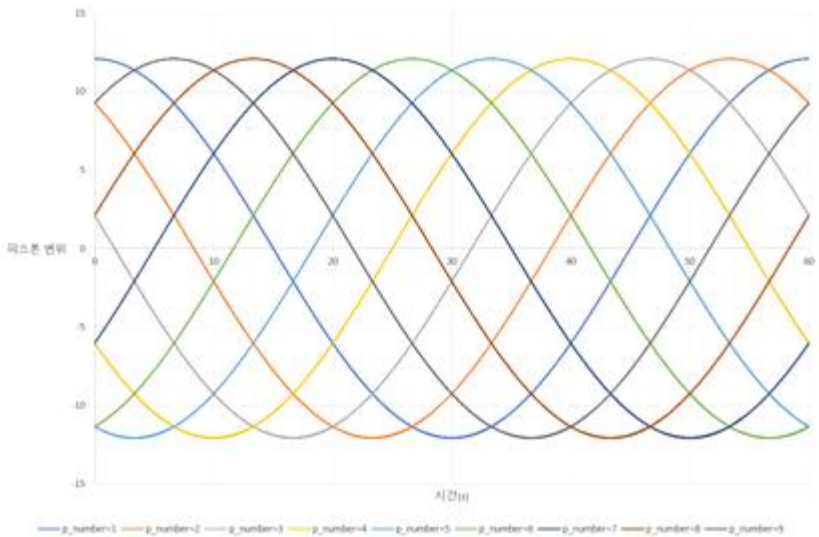

Fig.27 Piston 1~9의 변위

Swash Plate각도에 따른 Piston의 변위를 확인해본 결과, Swash Plate각도의 증가에 따라 변위의 변화량이 더 커지는 것을 확인하였다.

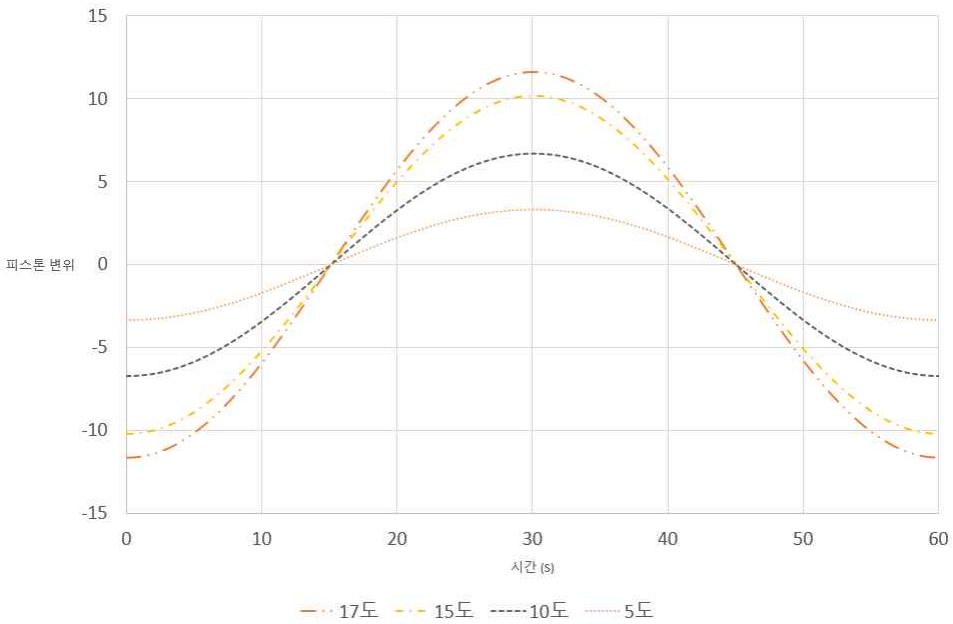

Fig.28 Swash Plate각도별 피스톤 변위

5.2 부하부 검증

부하부의 Modeling을 진행한 후 실제 부하부에 유량을 공급하는 유압펌프, 부하모터의 Parameter, 감속기의 감속비 등을 입력 후 감속기가 부착된 Shaft의 1rpm으로 회전 여부를 확인해보았다. 시험모터를 1rpm으로 회전시키는 것이 미속기동시험에서 중요한 부분이기 때문에 부하부의 Modeling에서 확인을 하였다.

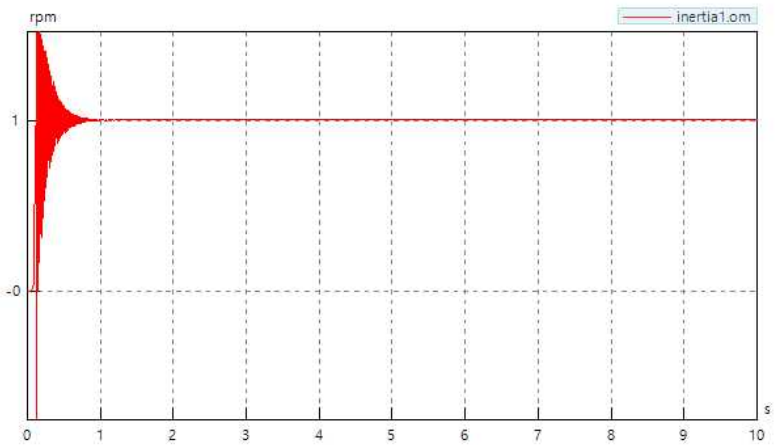

Fig.29 감속기가 부착된 부하모터의 회전속도

5.3 미속기동시험기 모델링 결과

미속기동시험기와 동등한 조건으로 Relief 압력을 220bar, 150bar, 70bar로 설정한 후 미속기동시험기의 결과와 시뮬레이션 결과를 비교했다. Drain은 150bar 5%, 220bar에서는 8%로 적은 오차를 나타내었으나, 70bar에서는 28%의 큰 오차를 나타내었다. 기계효율에서는 220bar에서는 8%로 적은 오차를 나타내었으나, 70bar에서는 17%, 150bar에서는 16%로 큰 오차를 나타내었다.

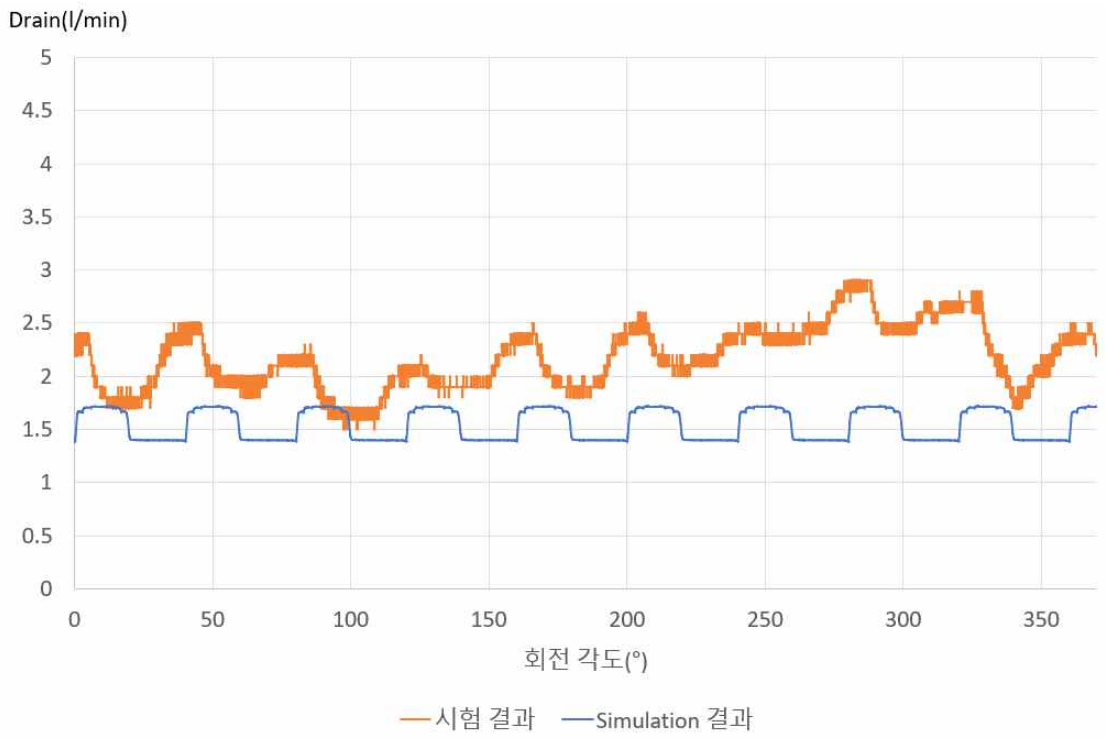

Fig.30 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(70bar Drain)

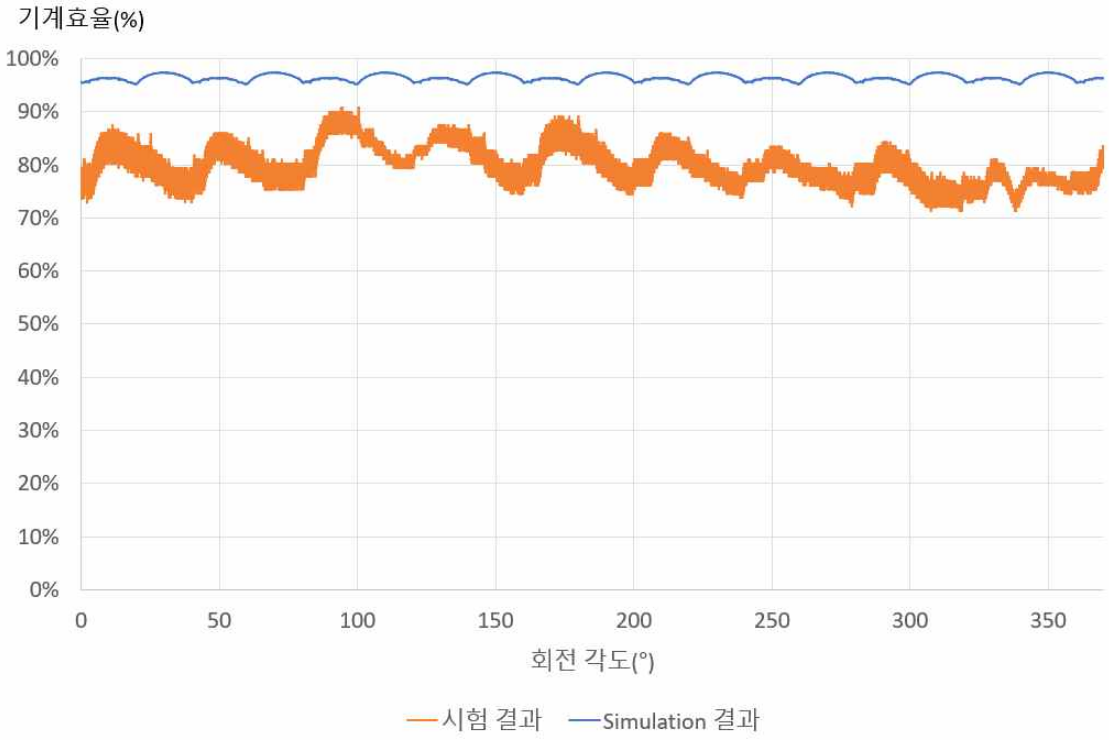

Fig.31 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(70bar 기계효율)

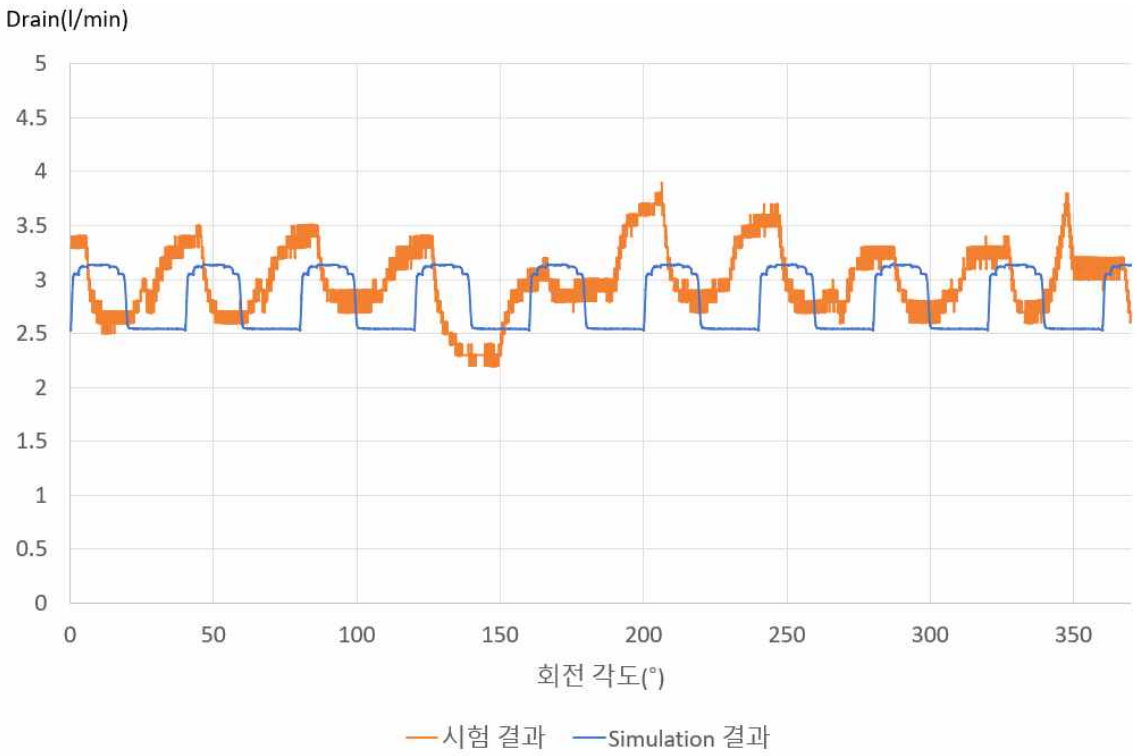

Fig.32 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(150bar Drain)

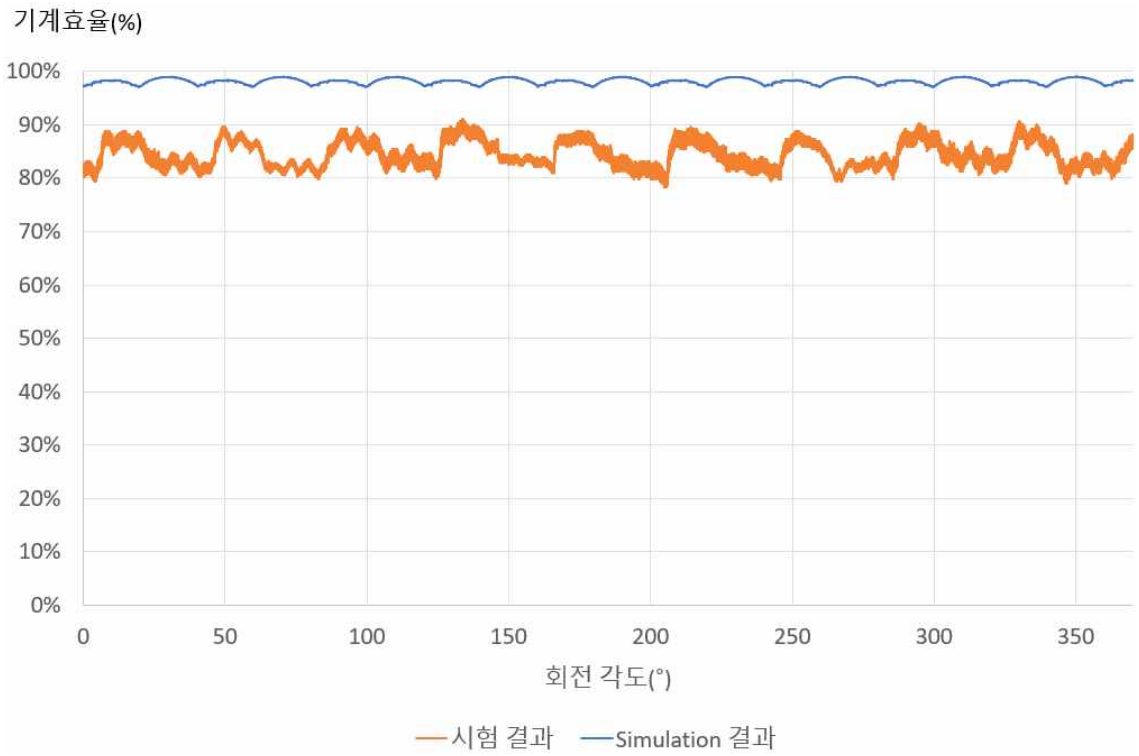

Fig.33 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(150bar 기계효율)

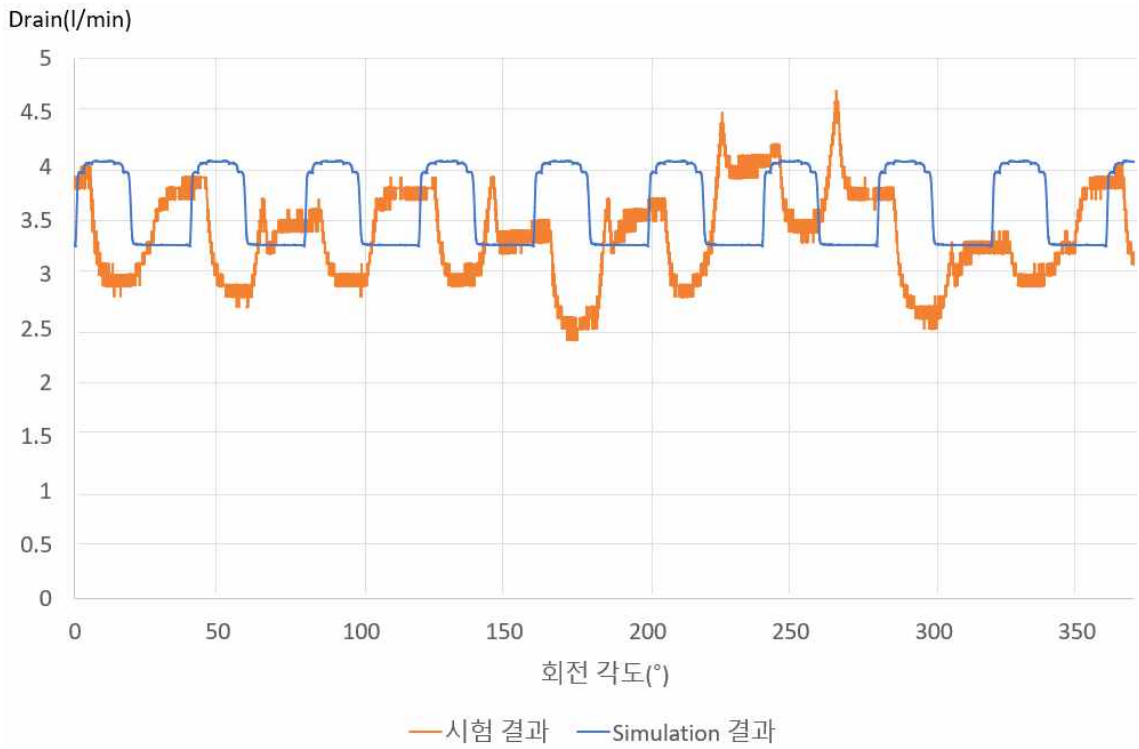

Fig.34 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(220bar Drain)

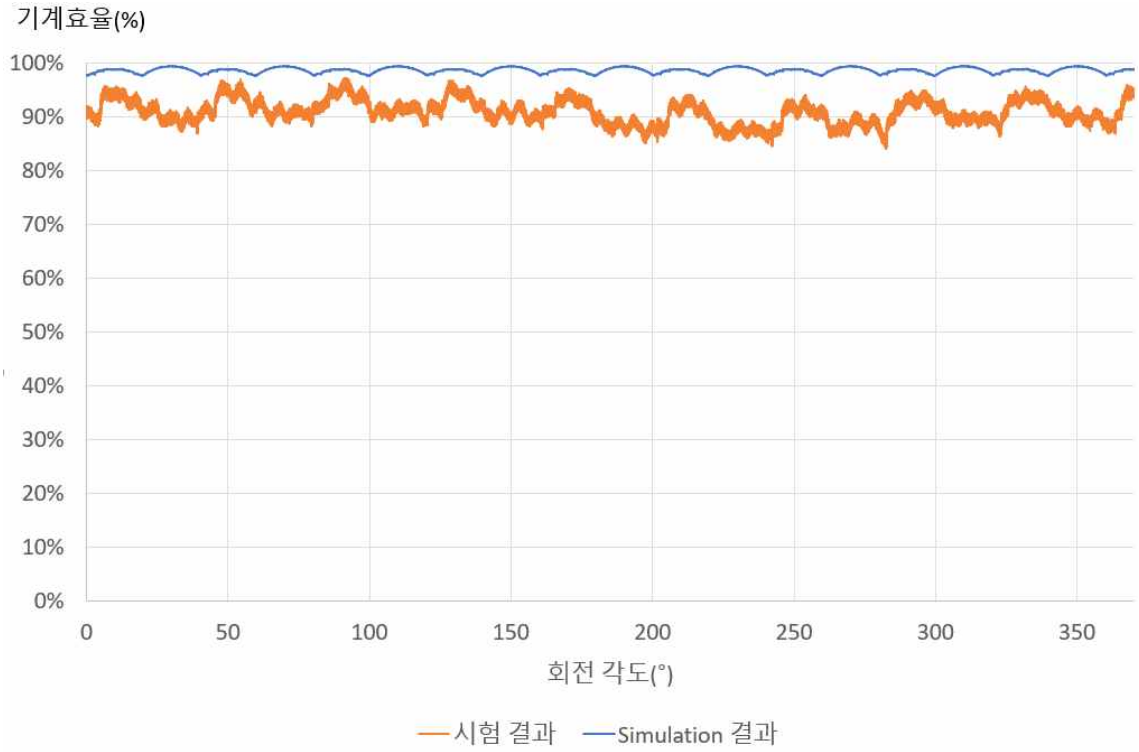

Fig.35 미속기동시험과 Simulation 결과 비교(220bar 기계효율)

Table.5 시뮬레이션, 미속기동시험 결과와 오차율

항목	압력	시뮬레이션	미속기동시험	오차율
Drain 평균 (단위: l/min)	70bar	1.552	2.141	-27.51%
	150bar	2.833	2.989	-5.22%
	220bar	3.653	3.363	8.62%
기계효율 평균 (단위 : %)	70bar	96	80	20.00%
	150bar	98	84	16.67%
	220bar	98	91	7.69%

유압모터의 시험 규정에 의하면 미속기동시험은 1rpm으로 구동축을 회전하며 사용하는 최대압력으로 시험을 하는 시험이다. 그러므로 최대 사용 압력인 220bar에서의 시험 결과를 비교하면, 기계효율과 Drain 모두 8%정도의 오차를 나타내므로 신뢰성을 가진다. 8%의 오차는 이일영 외 2명의 “사판식 피스톤 펌프의 맥동유량 시뮬레이션 모델”[13]에서 언급된 예가압, 예팽창 등의 고려되지 않은 변수가 있는 것이 확인되었다.

또한, Piston 가공 중 O-ring과 백업링에 의해 Piston과 Cylinder Block간의 Drain을 차단하고, Plug 가공을 통해 Shoe와 사판간의 정유압 베어링을 차단하였기 때문에 220bar의 경우에는 고압에 의해 Piston 가공전의 시험결과와 유사한 값이 나올 수 있었지만, 150bar, 70bar에서는 유압모터의 구동이 원활하지 않았다. 그로 인해 시뮬레이션 결과와 큰 오차를 나타내었다.

5. 결론 및 향후계획

시뮬레이션 모델링 전에 Piston 가공을 통해 Piston과 Cylinder Block간의 Drain, Shoe와 사판간의 Drain을 차단하여 Shoe와 사판간의 Drain과 기계효율을 확인하였고, 유압모터의 Rotary Part의 특성과 계산식을 고려하여 기동토크와 기동을 시작할 때의 Drain을 확인하기 위한 시험인 미속기동시험의 시뮬레이션 모델을 구축하였다.

시뮬레이션 모델링 결과와 미속기동시험결과를 비교해 본 결과 70bar, 150bar에서는 큰 오차가 나타났지만, 220bar에서는 Drain과 기계효율 모두 8%의 오차로 경향성을 확인하는데 활용할 수 있을 만한 결과가 나왔다. Shoe와 Swash Plate간의 Drain 확인을 위해 가공을 한 Piston외부의 O-ring과 Back-up ring의 마찰력이 70bar와 150bar에서의 시험결과에 큰 영향을 주었기 때문에 220bar의 시험결과에 비해 기계효율이 작은 값이 나온 것으로 확인된다. 또한, 미속기동시험은 최고 사용압력에서의 Drain과 기계효율을 확인하는 시험이기 때문에 70bar, 150bar에서 큰 오차를 나타냈다고 하더라도 미속기동시험용으로는 사용이 가능하다.

현재는 6,8톤 주행모터를 대상으로 Parameter를 측정하여 시험결과와 시뮬레이션 결과를 이용해 검토를 진행하였지만, 추후 타종 모터의 Parameter를 대입하여 검토 후 모터의 개발 또는 납품시에 현재 시뮬레이션 모델을 활용할 수 있다.

또한, 시뮬레이션 모델에서는 각 Part의 유량, 압력 등의 확인이 용이하므로 총 외부 Drain 뿐만이 아니라 각각의 Drain, 압력 등 미속기동시험에서 확인하기 어려운 계측 값을 확인하는 것에 활용할 수 있다.

향후에는 앞서 언급한 타종모터에 대한 검증을 할 것이다. 외부 Drain 중 가장 큰 비율을 나타내는 Shoe와 Swash Plate 간의 Drain뿐만이 아니라 Piston과 Cylinder Block, Cylinder Block과 Valve Plate의 Drain도 확인할 수 있는 모델링을 진행하여 Rotary Part 전체를 모델링할 것이다. 또한, Rotary Group뿐만이 아니라 유압모터를 구성하는 부품 전체를 포함한 모델링을 통해 미속기동시험뿐만이 아닌 기타 다른 시험에서도 활용할 수 있는 모델링을 할 것이다.

참 고 문 헌

(1) 지식경제부 기술표준원, “소형 굴삭기용 주행구동 유니트”, RS B 0095, 2009

(2) 신정훈, 정동수, 김경웅, “강한 측력이 작용하는 피스톤 펌프의 왕복동 피스톤 기구 부에서의 윤활모형에 관한 연구”. 윤활학회지, 30(2), pp. 116-123, 2014

(3) 박태조, 구칠효, “사판식 유압 피스톤 펌프의 윤활해석 : 피스톤 왕복운동의 영향”, 한국윤활학회 학술대회, 30, pp. 129-135, 1999

(4) 정재연, 송규근, 오석형, 김종기, “유압 피스톤 펌프의 실린더 블록과 밸브 플레이트 사이의 유막 특성”. 드라이브·컨트롤, 1(2), pp. 44-50, 2004

(5) 조인성, “사판식 유압 피스톤 펌프의 슬리퍼와 사판 간의 윤활 특성”. 윤활학회지, 29(3), pp. 186-191, 2013

(6) 조인성, 정재연, “사판식 피스톤 펌프의 피스톤 회전 반경에 따른 윤활 특성”. 한국정밀공학회지, 30(7), pp. 749-753, 2013

(7) 강민서, 류우진, 김영빈, 조인성, 정재연, “사판식 피스톤 펌프의 슬리퍼와 사판간의 유막두께 특성”. 한국윤활학회 학술대회, pp. 53-54, 2015

(8) 신정훈, 김형의, 김경웅, “사판식 액셜 피스톤 펌프에서의 압력맥동 해석모형에 관한 연구”. 윤활학회지, 27(6), pp. 314-320, 2011

(9) 이용범, 김광민, “굴삭기 주행모터용 주차브레이크의 시험분석”, 대한기계학회 춘추학술대회. pp.138-143. 2011

(10) 정규홍, 신대영, 서동진, “유압모터 길들이기 자동시험 제어기 개발”, 드라이브컨트롤, 12(4), pp.28-34, 2015

(11) 윤영환, 장주섭, 이용범, “가변 사판식 액셜 피스톤 펌프의 동영학적인 해석”, 유공합건설기계학회 학술대회 논문집, pp. 23~30, 2012

(12) 장준호, 정원지, 정승원, “가변 사판식 액셜 피스톤 펌프의 사판각 변화에 따른 효율 연구”, 한국정밀공학회 학술발표대회 논문집, pp. 753~754, 2012

(13) 정헌술, 김형의, 김종기, “유압 피스톤 펌프·모터의 효율에 관하여”, 유공압시스템학회지 드라이브·컨트롤 Vol. 1, No. 3, pp. 39~46, 2004

(14) 박경민, 김종기, 오석형, 송규근, 정재연. “액셜 피스톤 펌프・모터의 피스톤 구면부 정압 윤활 특성 (Hydrostatic Bearing Characteristics of Slipper in Piston Pump・Motor)”. 한국윤활학회 학술대회, 34, pp. 186-193, 2001

(15) 곽재련, 김종기, 조인성, 오석형, 송규근, 정재연. “사판식 유압 피스톤 펌프의 슬리퍼 정압베어링 특성 연구”. 한국윤활학회 학술대회, 36, pp. 268-274. 2003

(16) 이일영, 박정환, 강만곤. “사판식 피스톤 펌프의 맥동유량 시뮬레이션 모델”. 한국동력기계공학회 학술대회 논문집, 118-123. 2005

부 록

부록 I 논문 실적

1. 최성원, 이예, 양순용. 4차 산업 혁명에 따른 건설기계 지능화 기술 동향에 따른 연구. 드라이브,컨트롤 2018년 춘계학술대회 논문집, pp. 54-57. 2018

2. 레쾅호안, 최성웅, 김영재, 최성원, 다카리모브 사야트, 양순용, Design and Simulation of Hydraulic System for Dual Arm Excavator in Disaster Environment, pp.28, 2018

3. 최성원, 감주성, 임태형, 양순용. 유압모터의 미속기동시험 시뮬레이터 개발에 관한 선행 연구. 드라이브·컨트롤 2018 추계학술대회 논문집, pp. 129-131. 2018

4. 최성원, 감주성, 임태형, 염영진, 양순용. SimulationX를 이용한 유압모터의 Drain 모델링에 대한 연구. 드라이브, 컨트롤 2019년 춘계학술대회 논문집, pp. 205-207. 2019

5. 최성원, 감주성, 임태형, 양순용, SimulationX를 이용한 사판식 피스톤 모터의 미속기동시험기 시뮬레이션 모델링에 대한 연구, 드라이브, 컨트롤 2019년 추계학술대회 논문집, pp. 61~63. 2019

부록 2 연구과제 수행실적

번호	과제명	사업명	연구기간	참여기관
1	세단 승용차량(2000cc급) 트렁크용 휠체어 이지-업로드 시스템 개발에 관한 연구	산학협력선도대학육성사업	2018.07.01.~2018.12.31.	이든모터스
2	유압모터의 미속기동시험 시뮬레이터 개발	기타사업	2018.09.01.~2019.02.28.	홀루테크
3	3D 프린터 검증을 위한 적층 챔버 유동해석	기타사업	2018.12.03.~2018.12.31.	윈포시스
4	Modeling을 통한 유압모터의 Drain 구현	기타사업	2019.08.12.~2019.09.11.	홀루테크

A Study on the Simulation Modeling of the Low Speed Test Machine for Hydraulic Motor using SimulationX

Seong Won Choe

Department of Construction Machinery Engineering

University Of Ulsan

Abstract

Drain, which affects the mechanical efficiency of a hydraulic motor, is determined by hydraulic balance, shape tolerances and clearance tolerances. The slow speed test is a test to check the mechanical efficiency when starting from the standstill state. The current test takes a long time to prepare and changes valve plates, pistons, cylinder blocks and shoes to meet the criteria for total drain and machine efficiency.

Modeling the slow speed tester can reduce the time required for the test, and by measuring the dimensions, the results can be predicted before the slow speed test, thus excluding the inappropriate Rotary Group. In addition, in Modeling, not only the total drain but also the flowmeter can be attached to each drain to check it. The criteria can be set.

In this paper, after the piston machining, the micro-speed test was performed to confirm the drain between the shoe and the swash plate, the piston and the cylinder block, the valve plate and the cylinder block. The largest ratio was shown. In order to

confirm the torque, the piston displacement and flow relations, hydraulic forces and torque equations in the hydraulic motor were checked, and the flow relations between the shoe and the swash plate were verified to implement the drain. Based on the calculated equation, the drain between the shoe and the swash plate was checked first, and the rest of the drain will be checked later.

Comparing the results obtained from the simulation with the results of the slow start test, the mechanical efficiency and the drain at the working pressure showed 8% error and the results were reliable. When the driving motor is delivered, the parameters of the hydraulic motor's shoe, piston, cylinder block, and valve plate are measured and applied to the simulation model, thus reducing the preparation time for the slow speed tester. It can be used to develop other types of motors as well as 6 and 8 ton driving motors used for current modeling.