유공압시스템학회지 제4권 제2호 pp. 19~26 2007년 6월

대형 박용기관의 통합형 윤활시스템 소개 및 설계 개선안의 제안
Integrated Lubrication System for Large Scale Marine Diesel Engines and a New Design Proposal

이 일 영
I. Y. Lee

1. 서 언

우리나라는 최근에 박용 엔진 생산고 세계 제 1위의 자리를 고수하고 있다. 그러나 엔진 설계의 핵심 기술인 전자제어에 관한 국내 기술 수준은 아직도 초보 단계에 머무르고 있는 실정이다.

박용 엔진의 전자화는 소위 지능형 엔진(Intelligent Engine) 또는 코먼 레일(Common Rail) 시스템이라는 이름으로 엔진효율의 극대화, 수명연장, 그리고 경량화를 목적으로 이미 1990년대 초에 연구개발이 시작되었다. 1999년에는 양대 박용 엔진 원천 기술사(Licenser社)인 덴마크의 MBD(MAN B&W Diesel社)와 스위스의 WS(Wärtsilä Switzerland)사에 의하여 시제품 테스트가 이루어졌다. 이 시스템은 캠 기구로 작동되는 순 기계식 장치를 컴퓨터로 제어되는 전자밸브 방식으로 개선한 것으로, 캠 샤프트 및 그와 관련된 기계적 작동부가 삭제되어 시스템의 경량화를 이룰 수 있었으며 또한 컴퓨터 프로그램을 사용한 제어를 통하여 시스템의 유연성을 높여 엔진 효율을 개선하게 되었다.

이 새로운 시스템은 크게 나누어 연료 분사계, 윤활유 분사계 및 배기밸브 제어계로 구성되어 있으며, 이 세가지 시스템은 유기적으로 연결되어 있기 때문에 시스템 개발 및 품질확보 단계까지 많은 시간과 비용을 필요로 한다. 그래서 MBD사에서는 전체 시스템의 한 부분인 윤활유 분사 시스템을 먼저 개발하여 상품화하고 단계적으로 타 부분의 시스템과 통합하는 과정으로 개발을 추진한 바 있다.

MBD사가 개발한 윤활유 분사 시스템은 소위 'Alpha Lubricator'라는 이름으로 2000년부터 상용화에 들어갔다. 이 시스템은 일정한 크랭크 샤프트 각도에서 부하 및 여러 작동조건에 따라서 윤활유를 전자제어방식으로 분사하는 시스템이다. 이 시스템은 크게 나누어 통합형 윤활유 급유부와 전자제어부로 구성되어 있으며, 원하는 윤활조건을 제어 시스템을 통하여 실린더 내부에 부여할 수 있어 시스템의 유연성이 매우 높은 것이 특징이다. 그에 따라 윤활유 소비량을 최소화하면서도, 윤활성능을 개선함으로써 실린더와 피스톤의 수명을 연장시킬 수 있게 되었다.

MBD사가 개발한 알파 루브리케이터(Alpha Lubricator)는 제품 공급부터 설치까지 전적으로 원천기술 보유사(License社)에 의존하고 있으며, 높은 가격으로 판매되고 있다. 또한 국내 박용 엔진 업체는 이 시스템에 대한 기술력이 없기 때문에 시스템 유지 및 보수에도 많은 어려움이 있다. 따라서 국내 엔진 메이커들의 경쟁력 강화와 수익구조 개선을 위해서는 부가가치가 높고 기술집약적 핵심 시스템인 전자제어 윤활유 공급 시스템의 개발이 시급한 실정이다.

본 해설에서는 전자제어 윤활 시스템의 핵심 구성요소인 통합형 윤활유 급유부와 분사 액추에이터부에 대하여 모델링 및 시뮬레이션을 실시함으로써 시스템내의 유동 특성을 정확하게 예측할 수 있게 하는 해석 기술을 제시한다. 본 해설에서 제시된 해석 기법은 전자제어 윤활 시스템의 개발 단계에서 새로운 제어방식의 탐색, 제어 시스템 각 구성품의 사양 결정에 효과적으로 활용할 수 있을 것이다.

2. 대상 시스템의 개요

박용 엔진의 운전에 필요한 실린더 윤활유의 소모에 따른 비용 지출은 종래의 정격 윤활유 공급량(nominal guiding feed rate)을 감안할 때 상당한 금액이 된다. 특히 대구경 엔진에 있어서는 실린더 오일 주유량을 0.1 g/bhph만큼만 줄인다하더라도 큰 비용절감 효과를 거둘 수 있다. 따라서, 실린더 윤활유 주유량을 줄이면서도 피스톤 링/라이너 사이의 마멸량을 만족할만한 수준으로 유지하고, 오버홀 사이의 기간을 개선 또는 현 상태로 유지시킬 수 있는 실린더 윤활 시스템을 개발하는 과제는 주요 기술 과제임에 틀림없다.

실린더 윤활유는 실린더에서 최적의 윤활효과를 거둘 수 있는 정확한 위치와 타이밍에서 실린더 속으로 분사되어야 한다. 그러나 종래의 윤활 시스템에서는 항상 이러한 최적화가 가능한 것은 아니다. 따라서, 최적 윤활의 구현을 위하여 근래에 MAN·B&W사에서 Fig. 1에 보이는 바와 같은 전자제어 윤활 시스템을 개발한 바 있다.

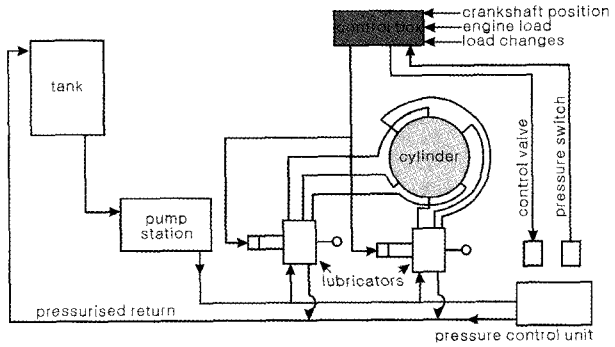

Fig. 1 Composition of an electronic cylinder lubricator (Alpha lubricator)

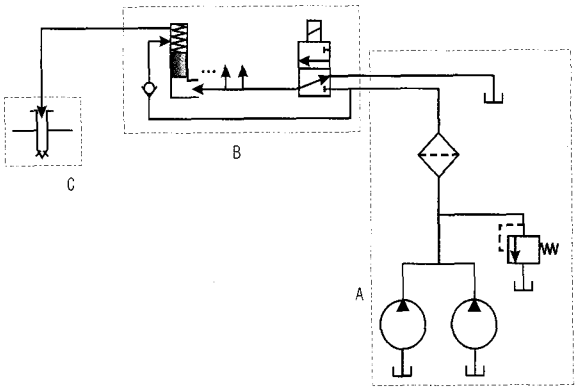

Fig. 2 Schematic of the hydraulic circuit for the electric cylinder lubricator

Fig. 1에 나타낸 윤활 시스템의 유압회로를 간략화시켜 표시한 것이 Fig. 2이다. 이 시스템의 유압회로는 크게 나누어 A: 유압펌프, B: 인젝션 밸브 및 멀티 피스톤 펌프, C: 인젝션 노즐의 3개부로 구성되어 있다. 이 시스템에서는 제어용 컴퓨터로부터 공급되는 on-off 제어 신호에 따라서 유압 방향변환밸브(3-way, 2 position type)가 작동되면서 10개의 노즐로 정해진 양 만큼의 윤활유를 매 4회전(또는 매 2회전이나 매 3회전)마다 1회 분사해준다. 이 시스템에서는 멀티 피스톤 펌프(multi-piston pump)가 定量 펌프(metering pump)의 기능을 갖기 때문에 실린더 내의 가스 배압(back pressure)이나 관로의 저항에 거의 무관하게 정해진 양 만큼의 윤활유를 방향변환밸브 개폐(on-off)조작에 의하여 실린더 내로 분사하는 것이 가능하다.

분사되는 윤활유의 양은 엔진의 부하 변화, 시동·정지시 등의 상황에 따라서 제어될 수 있으며, 이것은 멀티 피스톤 펌프의 스트로크 조절 또는 윤활유 분사 시간의 조절에 의하여 간단히 이루어질 수 있다.

3. 윤활유 공급용 유압 제어 회로 설계 - 직렬 오리피스를 사용한 설계 -

3.1 회로 설계의 기본 개념

제안하는 실린더 윤활 장치는 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 유압펌프, 유압 밸브 블록, 인젝션 노즐의 3개 부분으로 구성된다. 유압 밸브 블록은 방향변환밸브(3-way, 3-position type)와 고정 오리피스들만으로 구성된 매우 간단한 구조인 것이 특징이다. 이와 같이 간단한 구조의 장치이면서도 본 윤활 시스템에서 목표로 하는 윤활유 분사유량 제어를 원활하게 수행할 수 있을지에 대하여 이론적으로 조사해보기로 한다.

Fig. 3에 나타낸 유압 시스템에서 방향변환밸브 출구로부터 인젝션 노즐에 이르는 각각의 관로에는 2개의 유체저항 즉, 유체저항 R_1(고정 오리피스)와 유체저항 R_2(노즐의 유체저항, 실린더~피스톤 사이의 틈새 유로 등 가변 유체저항)가 직렬로 연결되어 있다.

Fig. 3에서 방향변환밸브 개방(on)시에 각각의 관로와 인젝션 노즐을 통하여 분사되는 유량 Q는 아래와 같이 구해진다.

$$Q = C_d A_e \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \qquad (1)$$

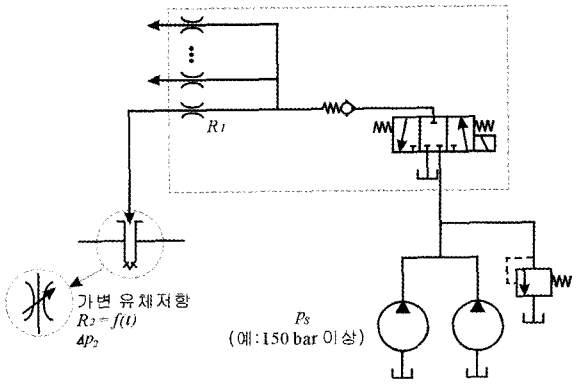

Fig. 3 Schematic of the hydraulic circuit for a cylinder lubricator with series orifices

여기서, A_e : 2개 오리피스의 등가 단면적, C_d : 오리피스에서의 유량계수, $\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 = p_s - p_c$, Δp_1 : R_1에서의 압력강하, Δp_2 : R_2에서의 압력강하, p_s: 펌프 공급압력, p_c : 실린더 내 가스의 압력이다.

위의 식(1)은 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있다.

$$Q = C_d A_e \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p} = \frac{1}{R} \sqrt{\Delta p} = \frac{1}{R_1 + R_2} \sqrt{\Delta p_1 + \Delta p_2}$$

$$(\text{단, } R = \frac{\sqrt{\rho / 2}}{C_d A_e}) \qquad (2)$$

위의 식에서 R_1은 매우 소구경의 고정 오리피스에 의하여 구현되는 유체저항이며, R_2는 인젝션 노

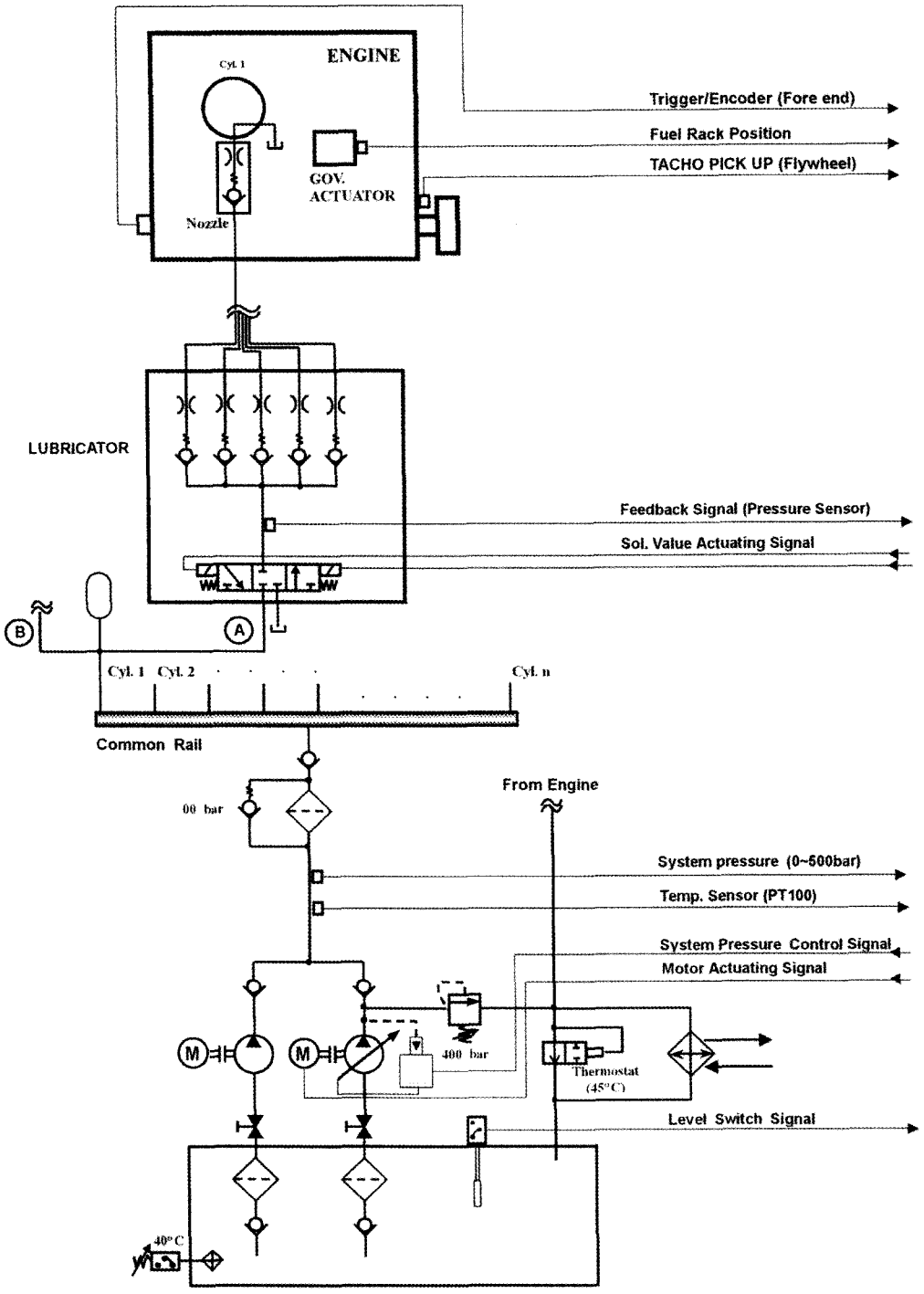

Fig. 4 Hydraulic circuit of lubricating system with series orifices

즐 및 실린더~피스톤 사이의 틈새 유로 등에 의하여 발생하는 가변 유체저항이다. 식 (2)에서 만약 $R_1 \gg R_2$, $\Delta p \gg \Delta p_2$의 관계가 성립하도록 유압회로를 설계한다면 식 (2)로부터 계산되는 유량 Q는 근사적으로 아래와 같이 표시되어 유체저항 R_2의 미소 변화에 거의 영향을 받지않는 유량 Q를 얻을 수 있다.

$$Q \approx \frac{1}{R_1}\sqrt{\Delta p_1} = \text{const.} \qquad (3)$$

3.2 직렬 오리피스를 사용한 실린더 윤활시스템의 특징

직렬 오리피스를 갖는 실린더 윤활 시스템의 유압회로를 Fig. 4에 나타내었다. 회로에서 오리피스 블록과 방향변환밸브가 하나의 루브리케이터(lubricator)를 형성하는 것을 알 수 있다. 그리고 이 시스템의에서는 펌프의 공급압력을 조절함으로써 손쉽게 분사유량 Q를 원하는 크기로 조절할 수 있는 것이 특징이다. 이와 같이 직렬 오리피스의 개념을 적용한 시스템은 장치의 제작이 매우 용이하고 제작 경비가 저렴한 점 등 시스템의 실용화에 있어서 여러가지 이점을 가지며 구조가 매우 간단하면서도 본 윤활 시스템에서 목표로 하는 윤활유 분사유량 제어를 원활히 수행할 수 있다는 것이 장점이다. 이상과 같은 유압회로 설계 개념을 실제로 구현할 때의 유압회로의 동적 응답성을 중심으로 한 시스템 제어 성능에 대하여 다음 절 이하에서 유압시스템 해석 소프트웨어(AMESim)을 사용하여 상세히 조사하기로 한다.

4. 윤활유 공급용 유압 제어 회로의 동특성

4.1 개요

Fig. 5는 Fig. 4에 나타낸 바와 같은 박용 엔진 실린더 윤활 시스템에 AMESim 모델링을 적용했을 때의 그래픽 블록 다이어그램을 나타낸 것이다. 시스템은 크게 유압펌프, 방향변환밸브(3-way type), 고정 오리피스 및 인젝션 노즐로 구성되어 있다. Fig. 5에 나타낸 각종 유압밸브들은 물론, 인젝터까지도 유압요소 설계모델 (hydraulic component design model)을 사용하여 모델링하였다. 또한 모델링의 과정에서 관로의 동특성은 가장 엄밀한 모델인 'most complex pipe model'을 사용하였다. 파라미터 값은 Fig. 5에 나타낸 것과 같다. 여기서 특기할만한 물리수치는 펌프 공급압력 150 bar, 고정 오리피스의 직경 0.6 mm라는 수치이다. 이렇게 펌프에서의 압력을 고압화하고 오리피스의 구경을 작게 한 것은 유압회로에서의 압력강하 $\Delta p = \Delta p_1$(고정 오리피스에서의 압력강하)+ Δp_2(인젝션 노즐, 실린더와 피스톤 사이 간극에서의 압력강하)에서 $\Delta p \gg \Delta p_2$가 되게 하여 앞의 식(3)이 만족되게 하기 위함이다.

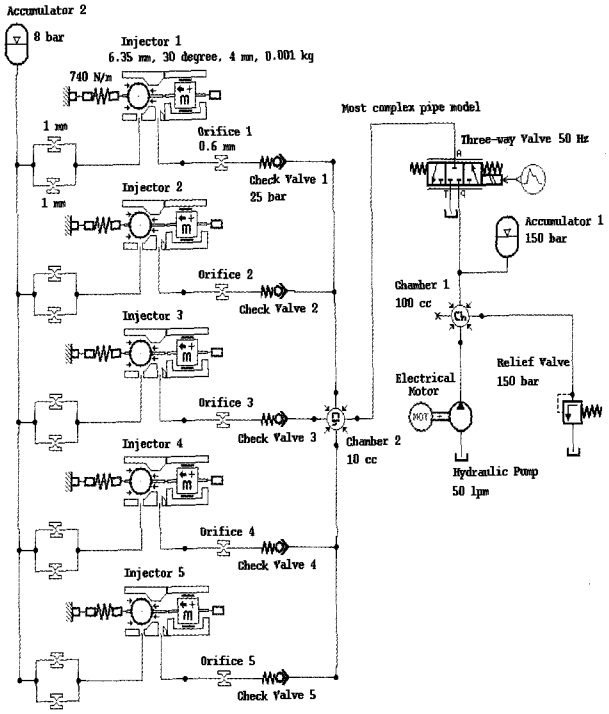

Fig. 5 Basic AMESim model for the lubricator system with series orifices and 3-way valve

4.2 시뮬레이션 결과

Fig. 6(a)는 분사유량, Fig. 6(b)는 인젝션 노즐 직전에 위치한 테스트 콕에서의 압력, Fig. 6(c)는 고정 오리피스의 입구와 출구에서의 압력, Fig. 6(d)와 Fig. 6(e)는 방향변환밸브 출구와 체임버 2 입구측에서의 압력, Fig. 6(f)는 방향변환밸브내 스풀의 변위를 나타낸 것이다.

Fig. 6(a)와 6(b)에서 분사유량과 분사압력은 목표치와 거의 일치하고 있으며 분사소요시간에 12 ms정도의 지연이 존재하나 방향변환밸브의 조작신호 시간 정도로 짧아져서 응답성이 뛰어남을 알 수 있다. 이렇게 지연시간이 짧아진 이유는, 여기서는 유량제어 요소로서 유량조정밸브와 같은 새로운 밸브의 추가 없이 단순히 고정 오리피스 만을 사용하

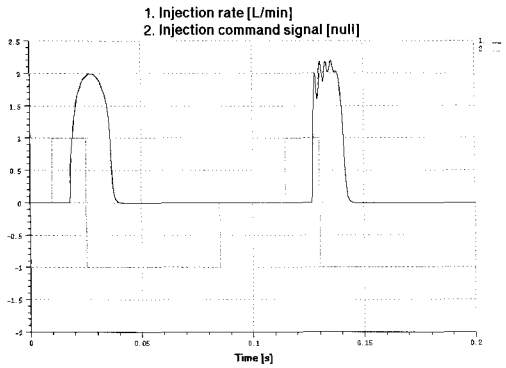

Fig. 6(a) Injection rate by the lubricator system shown in Fig. 4.

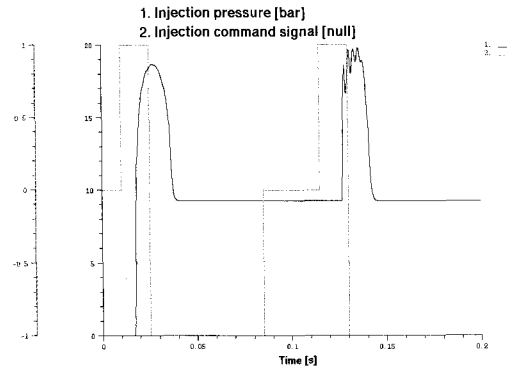

Fig. 6(b) Injection pressure at test cock located just before the injection nozzle

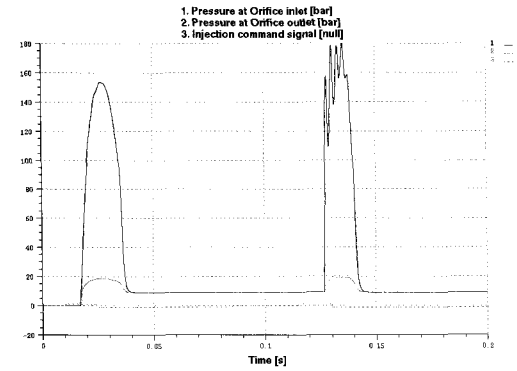

Fig. 6(c) Pressure at orifice inlet and orifice outlet

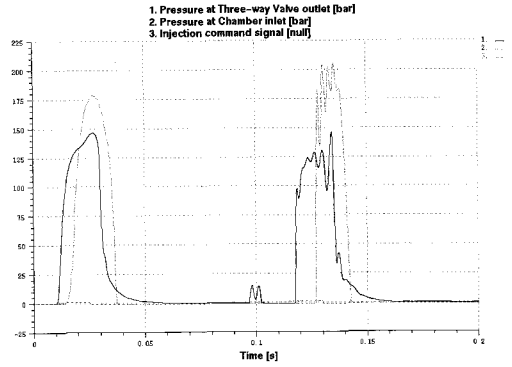

Fig. 6(d) Pressure at 3-way valve outlet and chamber inlet

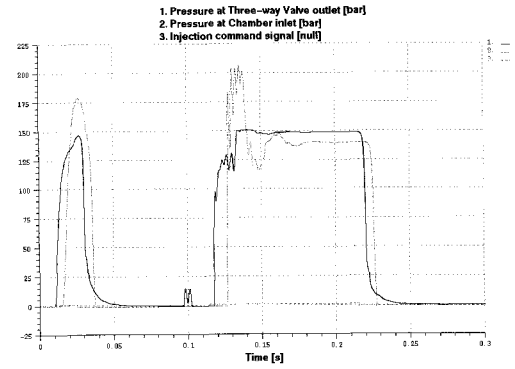

Fig. 6(e) Pressure at 3-way valve outlet and chamber inlet

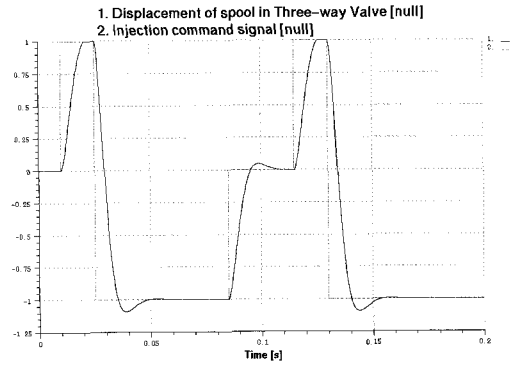

Fig. 6(f) Displacement of spool in 3-way valve

기 때문이다.

Fig. 6(c)에서 오리피스 전후의 압력차가 약 150 bar 정도로 아주 크기 때문에 인젝션 노즐 및 실린더~피스톤 사이의 틈새 유로 등에 의하여 발생하는 가변 유체저항의 미소변화에 거의 영향을 받지 않는 유량을 얻을 수 있다. Fig. 6(d)는 유압관로의 입구측과 출구측 압력을 관찰함으로써 관로에서의 유체 과도현상을 확인하기 위하여 방향변환밸브를 0.015 s 동안 open, 0.1 s 동안 폐쇄(closed), 0.1 s 동안 개방(open)으로 조작했을 때의 압력을 나타낸 것이다. 그림에서 관로 출구쪽의 압력이 관로 입구쪽 압력보다 더 높아지는 시간이 약 13 ms 동안 지속되는 현상을 관찰할 수 있으며, 이것은 압력 맥동이 방향변환밸브와 고정 오리피스 직전 체임버 사

이의 관로를 왕복하는 시간과 일치하는 시간임을 알 수 있다. 따라서 Fig. 6(b)에서 오리피스 직전의 압력이 순간적으로 펌프 공급압력인 150 bar 이상으로 증가하는 현상도 이 그림으로부터 합리적으로 설명할 수 있었다.

5. 실린더와 피스톤 사이 틈새 유로 단면적 변화에 따른 윤활유 분사특성의 검토

5.1 개요

Fig. 4의 전체 시스템에서 피스톤의 움직임에 따른 인젝션 노즐 끝단에 위치한 실린더와 피스톤사이의 틈새 유로의 변화에 따른 가변 유체저항은 AMESim의 'hydraulic resistance library' 내의 파이프 모델과 가변 오리피스를 조합하여 모델링하였다. 모델링은 크게 고정 유로(실린더 벽면의 groove)의 모델링, 가변 유로(피스톤과 실린더 벽 사이의 공간)의 모델링, 고정 유로와 가변 유로의 조합 및 가변 유로의 개도시간 결정의 총 4부분으로 나눌 수 있으며 자세한 내용은 다음과 같다.

(가) 고정 유로(실린더 벽면 groove)의 모델링

Fig. 7은 실린더 내벽의 윤활 그루브(lubricating groove)를 나타낸 것이다. F-F부를 살펴보면 실린더 내벽에 파인 홈의 모양을 알 수 있다. 이 형상을 파이프 모델로 근사하기 위하여 다음과 같은 수력직경의 개념을 이용하였다.

$$D_h = \frac{4A}{S} \tag{4}$$

여기서 A는 유로의 단면적, S는 유로 단면의 접수길이를 나타낸다.

홈의 형상을 (a)와 같이 근사하여 수력직경을 계산하기 위해서 (a)부의 접수길이와 면적을 구하면 아래와 같다.

$$S = \ell + \ell' = 7.3861 + 2\sqrt{8} = 13.0429 \text{ mm} \tag{5}$$

여기서 ℓ는 (a)부의 호의 길이이며, ℓ'는 직선의 길이이다.

$$A = 2\times\int_1^3 \sqrt{3^2-x^2}\,dx = \left[\frac{x}{2}\sqrt{3^2-x^2}+\frac{3^2}{2}sin^{-1}\frac{x}{3}\right] \tag{6}$$
$$= 2\times 4.126 = 8.26 \text{ mm}^2$$

그러므로 수력직경 D_h는

$$D_h = \frac{4A}{S} = \frac{4\times 8.25}{13.0429} = 2.53 \text{ mm}^2$$

로 계산되고, 그루브(groove)의 길이는 144.547 mm 이므로 고정 유로는 직경이 2.53 mm이고 길이가 144.547 mm인 관으로 근사할 수 있다.

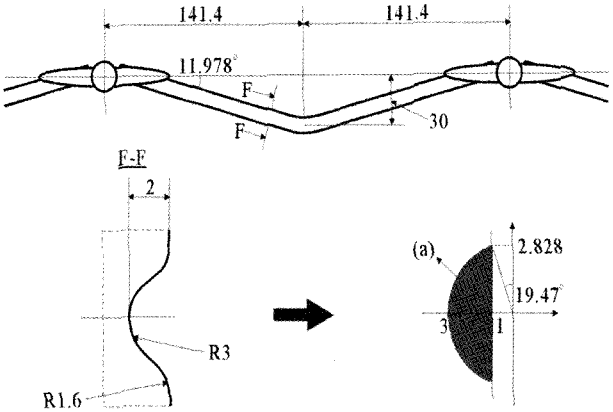

Fig. 7 Shape of lubricating groove

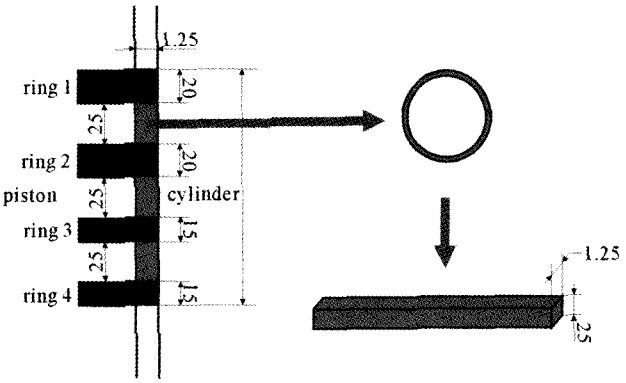

Fig. 8 Approximation of variable flow paths

(나) 가변 유로(피스톤과 실린더 벽 사이의 공간)의 모델링

Fig. 8에서 피스톤 링과 링 사이의 간극은 모두 25 mm이고 피스톤과 실린더 내벽사이의 간극은 1.25 mm임을 알 수 있다. 그리고 피스톤, 실린더 및 링이 만들어내는 공간(3개가 존재함)은 환형 이며 잘라서 펼치면 단면이 직사각형인 관으로 생각할 수 있다. 이 직사각형 모양의 관을 단면이 원형인 관으로 근사하기 위해서 ①과 동일하게 수력직경의 개념을 이용하면 아래와 같이 계산된다.

$$D'_h = \frac{4A'}{S'} = \frac{4\times 31.25}{52.5} = 2.38\,[\text{mm}]$$

따라서 가변 유로는 직경이 2.38 mm 이고 길이가 141.4 mm인 관으로 가정할 수 있다.

(다) 고정 유로와 가변 유로의 조합

Fig. 9는 (가)와 (나)에서 모델링하였던 내용을 바탕으로 인젝터로부터 분사된 윤활유의 유동 특성을 시뮬레이션하기 위하여 회로를 구성한 것이며, AMESim 모델로의 변환과 적용은 Fig. 9에 잘 나타내었다. g, g'은 (가)의 모델을 적용한 것이고, $a(a'), b(b'), c(c')$은 (나)의 모델을 적용한 것이다.

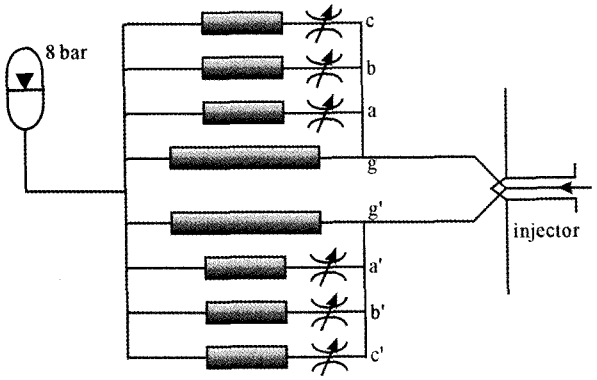

Fig. 9 Compounding of lubricating groove and variable flow paths

(라) 가변 유로의 개방 시간 결정

Fig. 8에서 알 수 있듯이 대상으로 하는 엔진의 피스톤은 윤활유 분사시간 15ms동안 145 mm를 움직이므로 피스톤이 1 mm를 움직이는데 걸리는 시간은 0.103448 ms이다. 이 시간들을 고려하여 순차적으로 개방되는 Fig. 9에 나타낸 $a(a'), b(b'), c(c')$의 개방 시간을 결정하면 Fig. 10과 같다. 모든 가변 유로$a(a'), b(b'), c(c')$의 개방지속 시간은 동일하다. 그러나 개방이 시작되는 시간은 피스톤의 움직임에 영향을 받으므로 $a(a') \Rightarrow b(b') \Rightarrow c(c')$의 순서가 된다. $a(a')$는 인젝터에서 윤활유가 분사되기 시작하는 시간을 기준으로 1.76 ms 후에, $b(b')$는 6.41 ms 후 마지막으로 $c(c')$는 10.55 ms 후에 각각 열리기 시작한다.

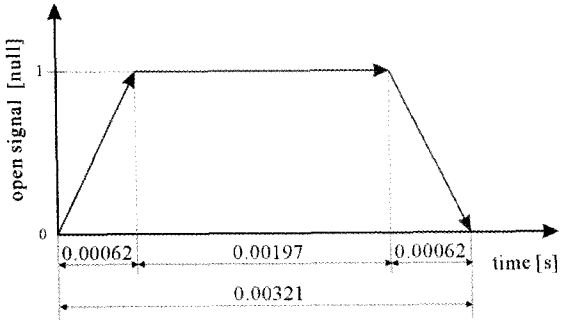

Fig. 10 Opening signal of variable flow paths

5.2 시뮬레이션 결과

시뮬레이션 결과로부터, 인젝터 1에서의 분사시간 및 분사유량은 목표치로 설정한 15 ms, 0.5 cc에 일치하지만, 인젝터 5에서는 그래프가 일그러지며 분사시간이 약 24 ms로 늘어나고, 분사유량은 0.5 cc보다 훨씬 작아짐을 확인하였으며, 이런 현상은 파이프라인의 길이에 따라서 파이프라인 내 압력파동의 전파특성이 다르기 때문에 발생한다.

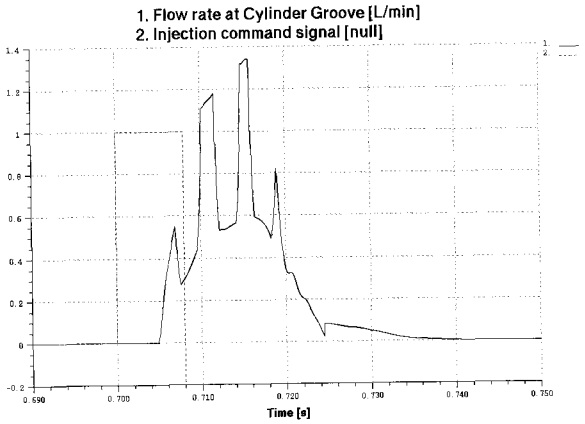

Fig. 11 Flow rate at cylinder groove of injector 1

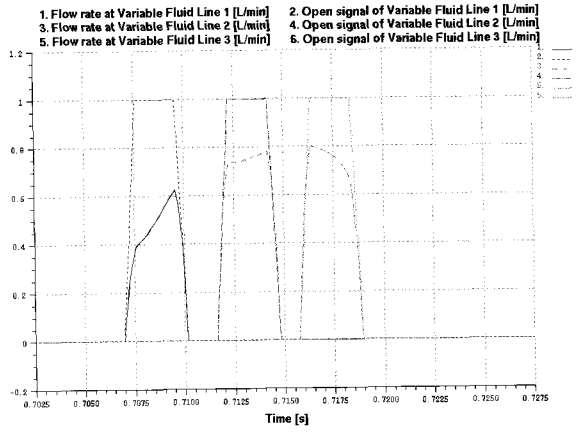

Fig. 12 Flow rate at variable fluid line of injector 1

Fig. 11 및 12는 각각 인젝터 1에서 분사된 유량을 실린더 벽면의 그루브(groove)와 피스톤 실린더 벽면 및 피스톤 링이 만들어내는 가변유로를 통과하는 유량으로 나누어 나타낸 것이며, 이 두 유량을 합한 유량이 인젝터 1에서의 분사유량이 된다.

6. 결 언

이 해설에서는 직렬 오리피스와 방향변환밸브에 의한 박용 윤활유 분사유량 제어 시스템을 설명하

였으며, 이 방식의 윤활유 분사제어 시스템의 제어 성능을 AMESim 소프트웨어를 사용한 시뮬레이션을 통하여 상세히 분석, 소개하였다.

시뮬레이션을 통하여 유압펌프 공급압력 150 bar, 고정 오리피스 구경 0.6 mm의 설계 조건에서 설계 목표 유량인 2 ℓ/min가 얻어짐을 확인하였으며, 인젝션 노즐 및 실린더~피스톤 사이 간극에서의 유체저항 변화에도 불구하고 매우 정밀한 유량제어가 가능함을 확인하였다.

여기서 제안한 유량제어 방식을 사용할 경우에는 펌프 공급압력의 변경에 의하여 간단히 제어 유량을 변경시킬 수가 있다. 그리고 이 시스템이 갖는 장점은 장치의 제작이 매우 용이하고 제작 경비가 저렴한 점 등 시스템의 실용화에 있어서 여러가지 이점을 갖는다는 점이다.

본 해설에서 제시된 해석 기법은 전자제어 윤활 시스템의 개발 단계에서 새로운 제어방식의 탐색, 제어 시스템 각 구성품의 사양 결정에 효과적으로 활용할 수 있을 것이다. 그래서 실제 시스템 설계 단계에서의 시행착오를 최소화하여 개발시간 및 비용을 단축시키는데 유용하게 활용될 것으로 기대된다.

참고문헌

1. H. E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, Inc., 1967.
2. Murrenhoff 저, 박형호 역, "기초 유압 공학", 機電硏究社, 1999.
3. 일본유공압학회, "유공압편람", 1989.
4. E. C. Fitch, I. T. Hong, "Hydraulic Component Design and Selection", BarDyne Inc., 1998.
5. International Organization for Standardization, ISO 6403 "Hydraulic fluid power Valves controlling flow and pressure Test methods", 1988.

[저자 소개]

이일영(책임저자)

E-mail : iylee@pknu.ac.kr
Tel : 051-620-1612

1954년 8월 4일생.
1986년 Tokyo Institute of Technology 제어공학과 박사 과정 졸업, 1986~현재 부경대학교 교수, 유압시스템 맥동 해석, 유압시스템 제어, 유압제어 밸브 개발에 관한 연구에 종사, 유공압시스템학회, 대한기계학회 등의 회원.