

# 커먼레일 시스템용 저압 유압회로의 성능특성에 관한 연구

## A Study on the Performance Characteristics of Low Pressure Hydraulic Circuit of Common Rail System

이춘태\*

Choon-Tae Lee\*

(접수일 : 2014년 09월 17일, 수정일 : 2014년 11월 05일, 채택확정 : 2014년 11월 05일)

**Abstract:** High pressure common rail injection technology has revolutionized the diesel industry. Over the last decade it has allowed engine builders to run higher injection pressures as much as above 1,300bar in order to increase engine efficiency, while reducing emissions. This common rail system has low pressure circuit which is consist of low pressure pump, cascade overflow valve and flow metering unit. The low pressure pump's purpose is to feed fuel oil to the high pressure pump. The cascade overflow valve keeps pressure in front of the metering unit constant and provides lubrication for the high pressure pump. The metering unit, known as the MPROP or fuel pressure regulator, regulates the maximum flow rate delivers to the rail. In this paper, we have investigated the performance characteristics of each components and total low pressure circuit of common rail system.

**Key Words :** Common Rail, High Pressure Pump, Low Pressure Pump, Cascade Overflow Valve, MPROP

### 1. 서 론

최근, 디젤엔진의 고압화에 의한 엔진성능 향상에 관한 많은 연구가 진행되어 커먼레일 시스템(CRDI, common rail direct injection)이 개발되었고 엔진성능이 획기적으로 발전하는 계기를 마련하였다. Fig. 1에 나타낸 바와 같은 커먼레일 시스템은 1,300~1,800bar(=kg/cm<sup>2</sup>)까지 연료를 고압으로 압축하여 연료분사장치 내의 커먼레일과 다구형 분사구를 통하여 미립입자로 분사함으로써 엔진성능을 높이고 유해가스 배출을 최소화 시킬 수 있게 되었다. 이러한 커먼레일 시스템에 사용되는 고압펌프는 주로 레이디얼 피스톤펌프(radial piston pump)

를 사용하여 초고압을 발생시키지만 레이디얼 피스톤 펌프는 고압화에는 유리하지만 흡입성능이 나빠 불리한 면이 있다. 이러한 흡입성능의 단점을 보완하기 위하여 별도의 저압 유압회로를 설치하여 저압의 연료를 고압펌프에 공급하고 있다.



Fig. 1 Overview of common rail direct injection system

\*이춘태 : 신라대학교 자동차기계공학과

E-mail : charity@silla.ac.kr, Tel : 051-999-5468

\*Choon-Tae Lee : Department of Automotive & Mechanical Engineering, Silla University

E-mail : charity@silla.ac.kr, Tel : 051-999-5468

이러한 커먼레일의 저압 유압회로에 대한 해외의 연구는 대부분 커먼레일 시스템의 인젝터에 대한 해석<sup>4)</sup>이 주를 이루고 있다. 국내의 경우, 김정환<sup>5)</sup> 등이 경유의 윤활성이 커먼레일 고압펌프에 미치는 영향에 대하여 연구하였고, 정재우<sup>6)</sup> 등에 의하여 대체연료인 DME (dimethyl ether)를 사용한 경우의 펌프성능을 실험적으로 규명하였다. 또한 장주섭<sup>7)</sup>과 김홍열<sup>8)</sup> 등에 의해서 커먼레일 전체 시스템을 대상으로 한 연구가 진행되었지만 저압 유압회로에 대한 자세한 연구는 제시되지 않았다. 그리고 최근 고압펌프의 특성에 대한 연구<sup>9)</sup>가 일부 진행되었으나 저압 유압회로에 대한 자세한 연구는 아직까지 거의 전무한 실정이다. 따라서 본 논문에서는 커먼레일의 저압 유압회로에 대한 기본적인 성능특성과 성능을 결정하는 주요 설계변수의 변화에 따른 저압 유압회로의 성능변화에 대하여 해석을 실시하였다.

## 2. 커먼레일 저압 유압회로 유압시스템의 특성 분석

Fig. 2와 같이 커먼레일 시스템의 저압 유압회로는 고압펌프에 연료를 공급하는 저압펌프와 고압펌프의 윤활 및 저압 유압회로의 압력을 일정한 값 이상으로 제한하는 오버플로밸브(cascade overflow valve) 그리고 연료분사에 필요한 연료량만을 고압펌프로 공급함으로써 유량조절에 의한 커먼레일의 분사압력을 조절하는 비례전자식 유량제어밸브(MPROP) 등으로 구성되어 있다.

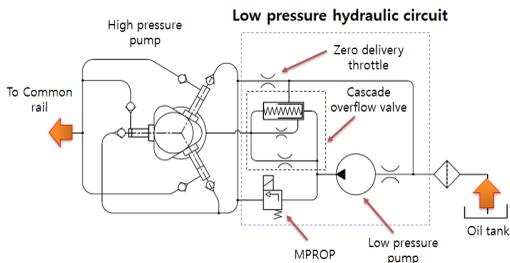


Fig. 2 Low pressure hydraulic circuit of CRDI system

## 2.1 고압펌프(high pressure pump)

고압펌프는 커먼레일 시스템의 연료분사에 필요한 고압을 발생시키고 커먼레일 내에 높은 압력의 연료를 지속적으로 공급하는 역할을 한다. 특히 D엔진, S엔진의 고압펌프는 엔진 캠축에 의해 구동되며 저압펌프에서 송출된 연료를 바로 고압으로 만들어 커먼레일로 전송하고 출구제어 방식을 사용한다. U엔진, A엔진, J엔진의 고압펌프는 타이밍 체인 또는 벨트에 의해 구동되며 고압펌프와 저압펌프 그리고 압력조절 밸브가 일체로 구성되어 있는 입구제어방식이다. 고압펌프에 대한 이론식과 성능특성에 대한 설명은 기존의 연구<sup>9)</sup>에서 자세히 제시되어 있다.



Fig. 3 High pressure pump of A-type engine

## 2.2 저압펌프(low pressure pump)

저압펌프는 레이디얼 피스톤 타입(radial piston type)인 고압펌프의 낮은 흡입성능의 단점을 개선하기 위해 고압펌프의 흡입 측에 일정압력의 유량을 공급하는 역할을 한다. 저압펌프는 기계식과 전기식으로 분류할 수 있다. 기계식은 엔진 시동과 동시에 타이밍 체인 또는 벨트로 연결된 고압펌프가 회전하면 고압펌프 내부의 구동샤프트에 의해 저압펌프도 작동한다. 주로 기어 형식으로 고압펌프와 일체로 조립되어 있고 U엔진, A엔진, J엔진 등에 적용된다. 기계식 저압펌프는 고압펌프와 일체형이므로 연료탱크와의 거리가 멀어 연료배관에서의 공기 유입, 겨울철 시동 불량 등의 문제점이 발생 할 수 있다. Bosch사의 CP3에서는 Fig. 4(a)의 왼쪽 그림과 같이 외접형 기어펌프를 사용하였고 Denso사의 HP3에서는 오른쪽 그림과 같이 트로코이드형 기어펌프를 사용하였다. 반면,

전기식 저압펌프는 ECU에 의해 구동되며 엔진시동 시 3~5초 간 작동 후 엔진 회전수 신호를 입력으로 받아 시동이 켜진 상태에서 계속 작동한다. 전기식 저압펌프는 연료탱크 내부 또는 외부에 장착되며 D엔진, S엔진 등에 적용된다. 전기식 저압펌프의 형상은 Fig. 4(b)에 나타내었다.



(a) Mechanical type



(b) Electric type

Fig. 4 Various types of low pressure pump

기어펌프의 형상 설계와 관련된 치형의 높이, 반경은 다음과 같은 식(1)과 (2)로 주어진다.

$$h = 2m \quad (1)$$

$$r = 0.5Zm \quad (2)$$

여기서  $h$ 는 치형의 높이,  $r$ 은 치형의 반경,  $m$ 은 기어 모듈(module) 그리고  $Z$ 는 기어 잇수를 나타낸다. 이와 같은 기어펌프에서의 토출유량은 식(3)과 같이 표현할 수 있다.

$$Q_n = Zm^2bN\left(1 + \frac{1}{Z} - \frac{Z}{4}\cos^2\phi\theta^2\right)\eta_{vol} \quad (3)$$

단,  $-\frac{\pi}{Z} \leq \theta \leq \frac{\pi}{Z}$  이다.

여기서  $b$ 는 기어 이두께,  $N$ 은 펌프의 회전수,  $\phi$ 는 점축각,  $\theta$ 는 회전각,  $\eta_{vol}$ 은 체적효율을 나타낸다.

### 2.3 오버플로밸브(cascade overflow valve)

오버플로밸브는 고압펌프와 저압펌프 사이에 위치하며, 고압펌프의 윤활작용과 저압 유압회로의 압력을 일정하게 유지시켜 주는 역할을 하는 밸브이다. 오버플로밸브는 Fig. 5와 같이 고압펌프의 캠 챔버(cam chamber)부의 윤활을 위한 디플레이트교축(deflate throttle)과 윤활교축(lubrication throttle) 그리고 저압 유압회로 압력을 일정 압력 이하로 제한하는 오버플로교축(overflow throttle) 등으로 구성되어 있다. 오버플로밸브는 저압 유압회로의 압력에 의해 스톱의 변위가 결정되고 이로 인한 유로(flow pass)가 결정된다. 오버플로밸브는 디플레이트교축을 통해서 항상 소량의 유량을 고압펌프의 캠 챔버에 공급하여 고압펌프의 윤활작용을 하게 된다. 그리고 저압 유압회로의 압력이 상승하면, 스톱이 상승하여 윤활교축이 열리게 되고 추가의 연료가 고압펌프의 캠 챔버로 공급된다. 저압 유압회로의 압력이 더욱 상승하면 오버플로교축이 열리게 되고, 연료는 저압펌프의 입구로 흐르게 되어 저압 유압회로의 압력은 일정하게 유지하게 된다.

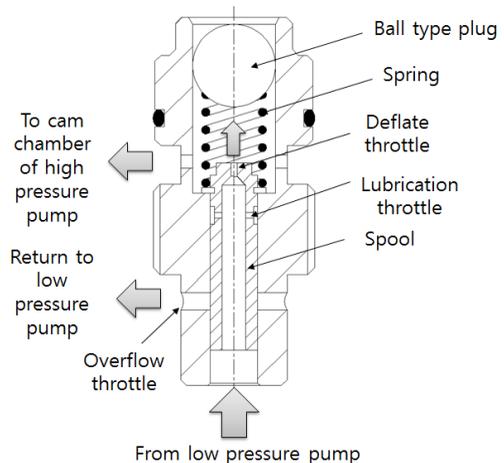


Fig. 5 Schematic of cascade overflow valve

## 2.4 비례전자식 유량제어밸브(MPROP)

비례전자식 유량제어밸브는 고압펌프의 입구 또는 출구에 설치되어 연료분사에 필요한 연료량을 고압펌프로 공급함으로써 유량조절에 의한 커먼레일의 분사압력을 조절하는 기능을 하는 밸브이다. 비례전자식 유량제어밸브는 엔진 ECU로부터의 전기적인 신호(duty)에 의해 필요한 연료량만 커먼레일에 공급함으로써 연료탱크로 되돌아오는 연료량을 감소시켜 연료의 온도상승을 억제하고 엔진으로 구동되는 고압펌프의 부하를 감소시켜 배기가스 배출을 억제하는 효과가 있다. 비례전자식 유량제어밸브는 엔진의 종류에 따라 다양한 방식의 밸브를 사용하고 있다. Table 1에 비례전자식 유량제어밸브의 종류를 나타내었다.

Table 1 Various types of the proportional flow control valve

Engine type	Location	Valve type
Delphi KJ-engine	High pressure pump inlet	IMV (Inlet Metering Valve) 
Bosch D-engine (1st generation)	High pressure pump outlet	DRV (Pressure Control Valve, DruckRegelVentil) 
Bosch D-engine (2nd generation)	High pressure pump inlet	MPROP (Magnetic PROPortional valve) 

그리고 아래의 Fig. 6에 비례전자식 유량제어밸브의 구조를 나타내었다. 비례전자식 유량제어밸브는 솔레노이드와 NO(normally open) 형식의 스프링 밸브로 구성되어 있으며 밸브를 제어하여 고압펌프로 유입되는 연료의 양을 조절한다. ECU에서 전류를 최대로 가한 경우, MPROP 밸브의 유로는 닫히고 저압펌프에 의해 공급된 연료는 오버플로밸브에 의해 일부는 고압펌프 내부의 순환 역할을 하고 나머지 대부분은 저압연료 리턴부를 통해 연료탱크로 모두 되돌려 보내진다. 반면, ECU에서 전류를 가하지 않은 경우, 저압의 연료는 소량만 순환에 이용되고 나머지는 모두 고압펌프로 보내져 가압되어 커먼레일로 보내진다.

스olenoid와 NO(normally open) 형식의 스프링 밸브로 구성되어 있으며 밸브를 제어하여 고압펌프로 유입되는 연료의 양을 조절한다. ECU에서 전류를 최대로 가한 경우, MPROP 밸브의 유로는 닫히고 저압펌프에 의해 공급된 연료는 오버플로밸브에 의해 일부는 고압펌프 내부의 순환 역할을 하고 나머지 대부분은 저압연료 리턴부를 통해 연료탱크로 모두 되돌려 보내진다. 반면, ECU에서 전류를 가하지 않은 경우, 저압의 연료는 소량만 순환에 이용되고 나머지는 모두 고압펌프로 보내져 가압되어 커먼레일로 보내진다.

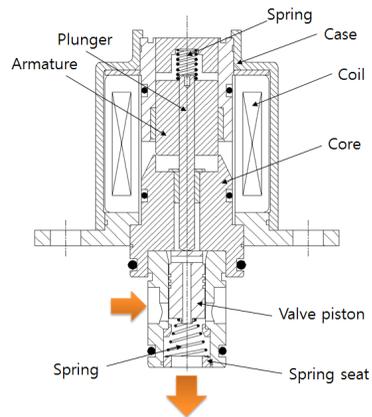


Fig. 6 Schematic showing configuration of the MPROP

## 3. 커먼레일 저압 유압회로 시뮬레이션 결과

아래의 Fig. 7에 커먼레일 저압 유압회로의 특성해석에 사용한 시뮬레이션 모델을 나타내었다. 시뮬레이션은 유공압시스템 해석용 소프트웨어인 LMS Imagine Lab사의 AMESim을 사용하여 해석하였다. 시뮬레이션 모델에는 저압 유압회로를 구성하는 저압펌프, 오버플로밸브, MPROP, 펌프 입구부의 교축등 저압 유압회로의 주요부품에 대한 모델링이 포함되어 있고 저압 유압회로 전체의 성능을 검증하기 위하여 3개의 피스톤으로 작동하는 고압펌프의 시뮬레이션 모델도 포함하였다. 그리고 Table 2에 해석에 사용한 주요 파라미터 값들을 나타내었다.

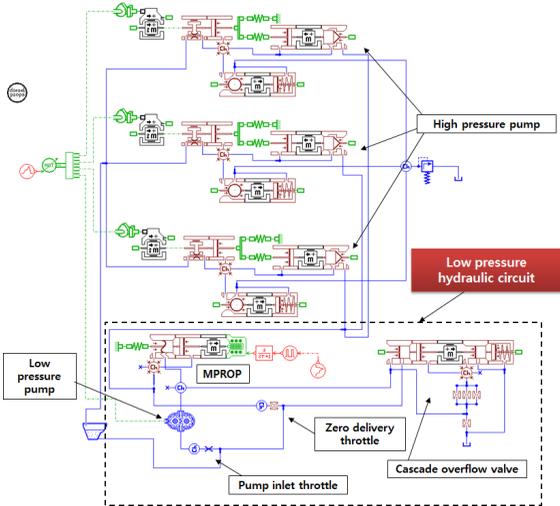


Fig. 7 Simulation model of the CRDI low pressure circuit using AMESim

Table 2 Simulation parameters

Parts	Parameter	Unit	Value
Low pressure pump	Number of teeth $Z$	-	10
	Gear module $m$	mm	2
	Width of the tooth $b$	mm	12
	Contact angle $\phi$	deg	20
	Volumetric efficiency $\eta_{vol}$	-	0.9
Cascade Overflow Valve	Lubrication throttle overlap	mm	1.7
	Overflow throttle overlap	mm	3.4
	Lubrication throttle diameter	mm	0.35
	Spring constant	N/mm	2.0
	Spool diameter	mm	6.0
MPROP	PWM Frequency	Hz	185
	Gain of solenoid	-	12
	Time constant	-	9e-5
	Maximum underlap	mm	2.8
	Spool diameter	mm	7.0

Fig. 8에 펌프의 회전속도와 흡입부 교축의 직경의 변화에 따른 저압펌프의 토출유량 변화를 나타내었다. 그림에서와 같이 흡입부 교축의 직경에 따라서 토출유량은 일정 회전수 이상에서는 일정한 값으로 유지됨을 알 수 있다. 또한 저압펌프의 토출유량은 약 24%의 유량변동율을 나타내고 있다. 이것은 10개의 기어로 구성된 저압펌프

의 구조적 특성에 기인한 것이다.

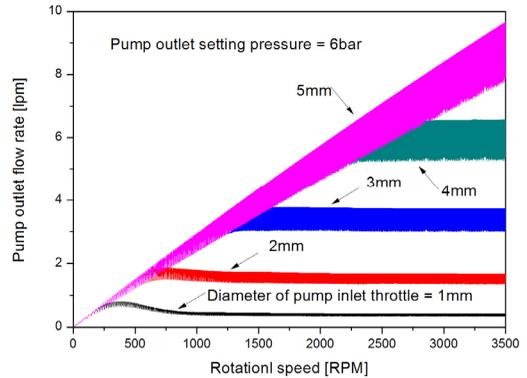


Fig. 8 Variation of flow rate of the low pressure pump according to pump inlet throttle diameter

Fig. 9에서 오버플로밸브의 디플레이트교축은 직경이 작아 0.005lpm 정도의 매우 적은 유량이 빠져 나감을 알 수 있다. 윤활교축은 스풀의 이동에 의해 입구압력 약 3.8bar에서 열리기 시작해서 0.4~0.5lpm의 유량이 윤활을 위해 빠져 나감을 알 수 있다. 그리고 오버플로교축은 약 4.7bar에서 열리기 시작하여 이후 급격히 유량을 오버플로교축을 통하여 저압펌프로 배출함을 알 수 있다. 여기서 윤활교축과 오버플로교축의 열리는 압력 (cracking pressure)은 오버플로밸브의 스프링 상수, 스풀의 형상, 교축의 오버랩의 길이 등에 따라 결정된다.

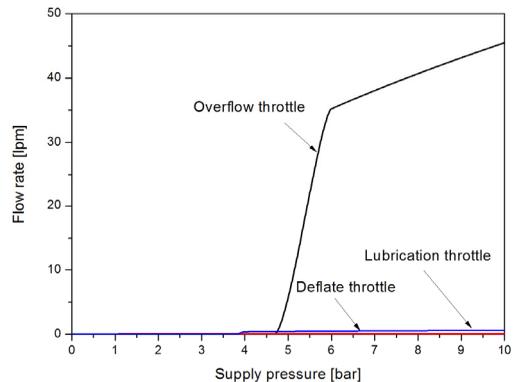


Fig. 9 Flow rate through throttles of the cascade overflow valve

Fig. 10과 Fig. 11에 MPROP의 변위 및 솔레노이드 입력에 따른 밸브의 개도와 유량 특성을 나타내었다. Fig. 10에서와 같이 MPROP의 최대변위는 2.8mm이고 솔레노이드의 입력이 가해지지 않은 상태에서의 최대유량은 3.13lpm이며 솔레노이드 최대 입력에서 유량은 0이 됨을 알 수 있다. 또한 Fig. 11에서와 같이 MPROP의 솔레노이드 입력(duty)에 따른 유량 변화는 10~30% 입력 영역에서 선형적으로 변화함을 알 수 있다.

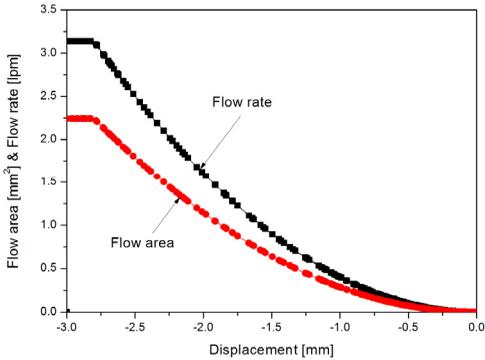


Fig. 10 Flow rate and flow area of the cascade overflow valve with spool displacement

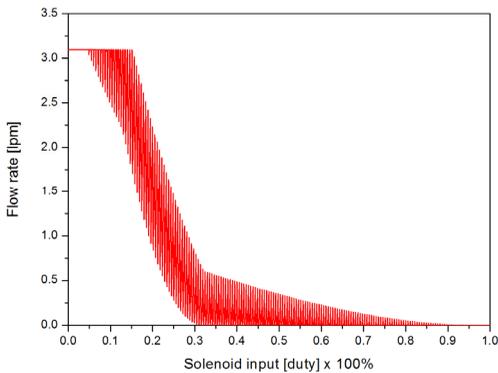


Fig. 11 Flow rate of the cascade overflow valve with solenoid input

Fig. 12에 저압 유압회로 전체에서, 저압펌프의 회전속도 변화에 따른 저압펌프의 토출유량과 압력의 변화를 나타내었다. 그림에서와 같이 토출유

량은 Fig. 8과 같은 유량 특성을 나타내고 있으며, 토출압력은 오버플로밸브의 영향으로 저압 유압회로 설정압력인 4.7bar를 중심으로 유지됨을 알 수 있다.

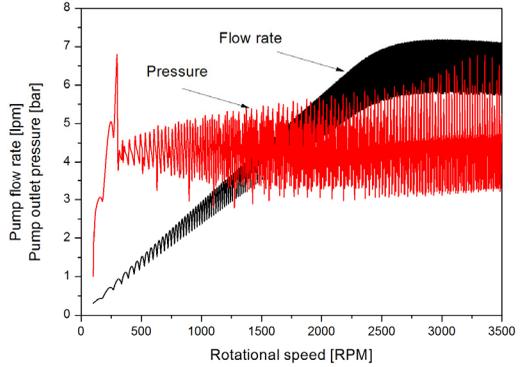


Fig. 12 Outlet flow rate and pressure of the low pressure pump in low pressure circuit

Fig. 13에는 저압 유압회로 전체에서, MPROP 밸브 제어입력에 의한 고압펌프의 출구압력 변화를 나타내었다. 그림에서와 같이 펌프의 회전수를 1,000RPM으로 설정하고 고압펌프의 출구압력을 1,300bar로 설정한 경우, MPROP 솔레노이드 입력에 따라 펌프의 출구압력이 연속적으로 제어되고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 MPROP의 제어입력에 따라 커먼레일 시스템의 공급압력을 제어할 수 있음을 알 수 있다.

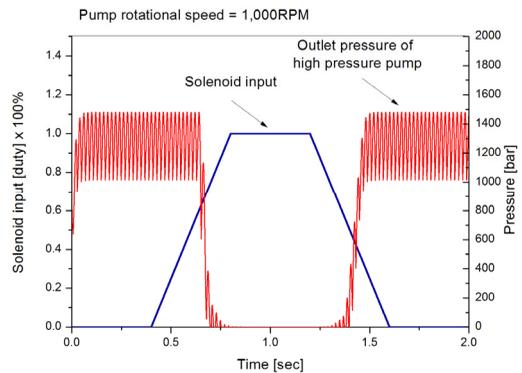


Fig. 13 Outlet pressure of the high pressure pump according to MPROP solenoid input

## 4. 결 론

이상과 같이 커먼레일 저압 유압회로의 특성해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 저압펌프 흡입부 교축의 직경을 적절히 설계하면 저압 유압회로의 공급유량을 일정한 유량으로 제한할 수 있다.

(2) 저압 유압회로의 최고압력은 오버플로밸브의 스프링 상수, 스펴의 형상, 교축의 오버랩의 길이 등을 적절히 선정하여 설정 할 수 있다.

(3) 고압펌프의 출구압력의 제어는 MPROP의 스펴 개도면적의 변화가 큰 영향을 미친다. 따라서 스펴 개도면적을 적절히 설정함으로써 공급압력을 선형적으로 제어할 수 있다.

## Reference

1. W. Liu, J. Wang, 2012, "Simulation on Pressure Control of Common Rail Line in High Pressure Fuel Injection System", 2011 International Conference on Computer Science and Information Technology, Vol. 51, pp. 508-514.
2. Z. Reif, 2009, "High Pressure Common Rail Injector Problem Analysis", Advanced Engineering, Vol. 3, pp. 103-116.
3. X. L. J. Seykens, L. M. T. Somers and R.S.G. Baert, 2004, "Modelling of Common Rail Fuel Injection System and Influence of Fluid Properties on Injection Process", Proceedings of VAFSEP 2004.
4. H. E. Merritt, 1991, "Hydraulic Control Systems", John Wiley.
5. J. H. Kim, J. B. Park, H. Y. Song, J. G. Kim and D. K. Kim, 2009, "A Study on HFRR of Diesel on Fuel System Component Durability", Proceeding of the KSAE, pp. 220-224.
6. J. W. Chung, N. H. Kim, J. H. Kang, S. W. Park, H. K. Lee and S. K. Choi, 2009, "A Study on the DME Application Performance of a High Pressure Fuel Pump for an Electric Controlled

- Common-rail Compressing Ignition Engine", Transactions of KSAE, Vol. 17, No. 2, pp. 132-140.
7. J. S. Jang, Y. H. Yoon, 2009, "Analysis Model Development for Component Design of the Fuel Injection System for CRDI Engines", KSAE, Vol. 17, No. 3, pp. 117-126.
8. H. Y. Kim, J. Y. Koo, H. K. Na and C. S. Kim, 1998, "Simulation of High Pressure Common-rail Fuel Injection System", Transactions of KSAE, Vol. 6, No. 5, pp. 162-173.
9. C. T. Lee, 2013, "A Study on the Performance Characteristic of Common Rail High Pressure Pump", Transactions of KSPSE, Vol. 17, No. 6, pp. 5-10.