

커먼레일 시스템용 고압펌프의 성능 특성에 관한 연구

A Study on the Performance Characteristic of Common Rail High Pressure Pump

이춘태*

Choon-Tae Lee*

(접수일 : 2013년 05월 01일, 수정일 : 2013년 07월 24일, 채택확정 : 2013년 07월 30일)

Abstract: Diesel engines have the advantages of good fuel efficiency and low emissions. Therefore, car makers have been developed various kinds of diesel engine management system to clean up emissions while improving fuel efficiency. One of them is the common rail system. In the common rail system, diesel fuel is injected into the combustion chamber at ultra high pressures up to 1,800 bar to ensure more complete combustion for cleaner exhaust gas, and highly precise multiple injection reduces NOx emission, combustion noise and vibration. Generally speaking, common rail system consists of booster pump, high pressure pump, common rail, injectors, control valves, and sensors. The high pressure pump receives low pressure fuel from the booster pump and supply high pressure fuel to injectors through the high pressure common injection rail. Therefore, high pressure pump has an important role in common rail system. In this paper, we have investigated the performance of high pressure pump of common rail system.

Key Words : Common Rail, High Pressure Pump, Suction Valve, Pumping Valve, Direct Injection

1. 서 론

커먼레일 직접분사(CRDI, Common rail direct injection) 시스템은 기존의 디젤엔진을 획기적으로 개선한 방식으로 연료 분사압력을 1,800 bar 이상의 고압으로 가압하여 커먼레일을 통하여 인젝트로 연료를 분사하는 새로운 형식의 디젤엔진이다. 이러한 연료의 고압화와 새로운 형식의 인젝트 개발로 연료 미립화가 가능해졌고, 연료 미립화는 연료를 완전연소에 가깝게 연소시켜 각종 유해가스의 배출을 최소화한다. 또한 커먼레일 시스템은 A/F를 최적화하여 연비가 향상되고 연료의 분사압력은 차량의 엔진 및 부하와 무관하게 조절

되므로 저속에서도 높은 분사압력이 가능하여 기존에 사용되는 일반적인 디젤엔진보다 저속에서 토크 및 출력이 크게 증가된다.

커먼레일은 Fig. 1에서와 같이 차량의 연료탱크에서 저압펌프(fuel pump)를 거쳐 공급된 저압의 연료를 고압화하여 커먼레일에 공급하는 고압펌프, 고압펌프에서 공급된 고압의 연료를 일시적으로 저장하는 커먼레일, 커먼레일의 압력을 조절하는 압력조절밸브, 커먼레일의 압력을 측정하는 압력센서, 연료를 엔진 내부에 분사하는 인젝터, 모든 장치를 제어하는 전자제어장치(ECM)와 기타 센서 등으로 구성되어 있다.

*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

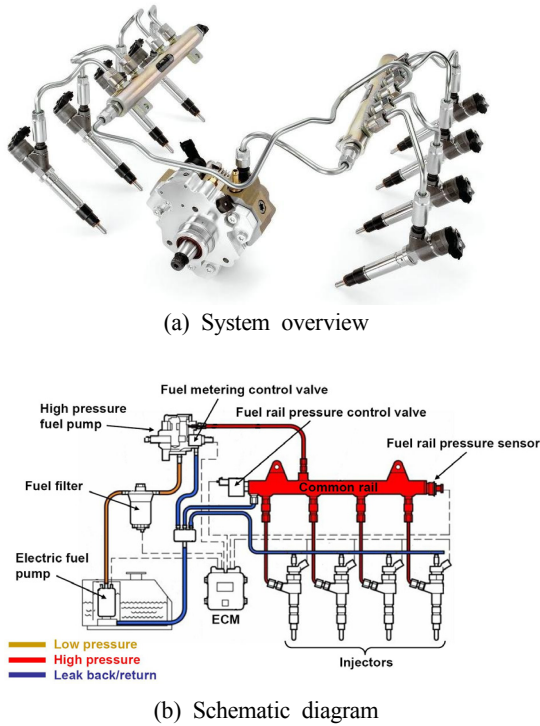


Fig. 1 Common rail direct injection system for diesel engine

여기서 고압펌프는 커먼레일 시스템에 고압의 연료를 공급하여 연료입자를 미립화하여 연비와 연소 성능을 향상시키는 핵심적인 역할을 하는 부품이다. Fig. 2에 보쉬사와 델파이사에서 개발한 대표적인 고압펌프의 예를 나타내었다. 보쉬사의 경우 3세대에 걸쳐 새로운 형식의 CP3 고압펌프를 제작하였고 델파이사 역시 성능개선을 거듭하여 새로운 형식의 고압펌프를 선보이고 있다.

아래의 Table 1에 각 펌프의 차이점을 나타내었다. 표에서와 같이 시스템의 유량 조절은 최근에는 펌프입구에 설치된 밸브를 이용하여 조절하고 있고, CP3 모델에는 압력을 제한하는 밸브가 장착되어 있다. 또한 저압펌프로는 기어펌프, 베인펌프 등 다양한 형식이 사용되고 있다.

이러한 커먼레일용 고압펌프에 대한 해외의 연구는 대부분 커먼레일 시스템 인젝트에 대한 해석¹⁻³⁾이 주를 이루고 있다. 국내의 경우, 김정환⁵⁾ 등이 경유의 윤활성이 커먼레일 고압펌프에 미치는 영

향에 대하여 연구하였고, 정재우⁶⁾ 등에 의하여 고압펌프에 대체연료인 DME (dimethyl ether)를 사용한 경우의 펌프성능을 실험적으로 규명하였다. 또한 장주섭⁷⁾ 등에 의하여 커먼레일 전체 시스템을 대상으로 시뮬레이션이 진행되었지만 고압펌프에 대한 자세한 연구는 이루어지지 않았다.

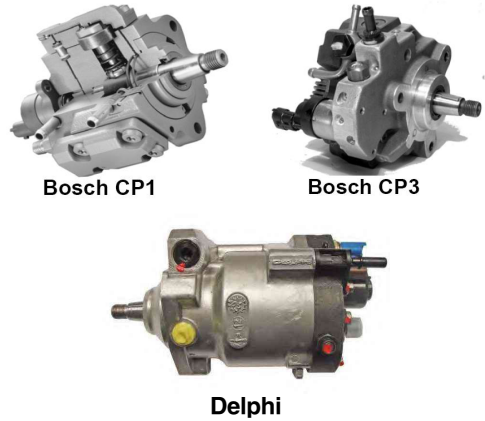


Fig. 2 High pressure pump of Bosch and Delphi Co.

Table 1 Difference between CP1, CP3 and Delphi

	CP1	CP3	Delphi
Control of fuel quantity	outlet	inlet	inlet
Fuel temperature sensor	○		○
Pressure limit valve		○	
Fuel temperature	Easy to go up	Not easy to go up	Not easy to go up
Low pressure pump	Electric type	Gear type	Vane type

김홍열⁸⁾ 등에 의해서도 커먼레일 전체 시스템을 대상으로 한 간략화한 모델을 이용하여 시뮬레이션이 수행되었다. 그러나 고압펌프 자체에 대한 연구는 거의 전무한 실정이다. 따라서 본 논문에서는 고압펌프에 대한 수학적 모델링을 기초로 하여 고압펌프의 기본적인 성능특성과 성능을 결정하는 주요 설계변수의 변화에 따른 고압펌프의 성

능변화에 대하여 자세한 해석을 실시하였다.

2. 커먼레일용 고압펌프의 동특성 해석모델

해석에 사용한 고압펌프의 구조를 Fig. 3과 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서와 같이 고압펌프의 구동축(pump shaft)에는 편심캠이 장착되어 있고 편심캠에는 다각형링(polygon ring)이 장착되어 있어 다각형링과 접촉하고 있는 피스톤은 편심캠의 운동에 의해 펌핑챔버 내부에서 왕복운동을 한다. 이러한 피스톤의 왕복운동에 의해 펌핑챔버 내부에는 진공과 고압이 순차적으로 발생하고, 진공 시에는 저압펌프로 부터 공급된 연료가 흡입밸브를 통하여 펌핑챔버 내부로 흡입되고, 고압 시에는 펌핑밸브를 통하여 외부로 토출된다.

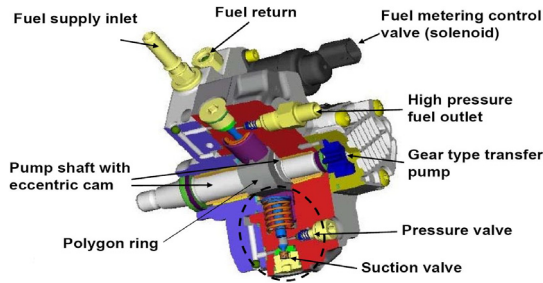


Fig. 3 Schematic of high pressure pump

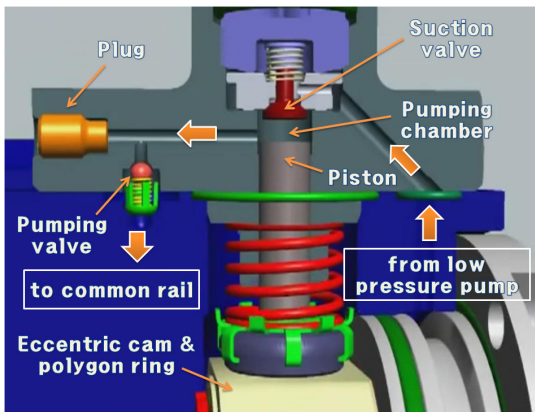


Fig. 4 Operating principle of high pressure pump

Fig. 5에 고압펌프의 해석에 사용한 파라미터를 나타내었다. 그림에서와 같이 피스톤의 단면적을 A_p , 편심캠의 편심량을 e 라 하면 배제용적(volumetric displacement) V_{th} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_{th} = 2eA_p \quad (1)$$

또한 고압펌프의 회전각속도를 ω 라 하면 피스톤의 변위 x_p 와 속도 V_p 는 다음과 같이 주어진다.

$$x_p = e(1 - \cos\omega t) \quad (2)$$

$$V_p = e\omega \sin\omega t \quad (3)$$

고압펌프의 이론유량 Q_{th} 는 식(3)으로 부터 다음과 같이 주어지고 $V_p > 0$ 일 때는 배출, $V_p < 0$ 일 때는 흡입한다.

$$Q_{th} = A_p V_p = A_p e \omega \times \sin\omega t \quad (4)$$

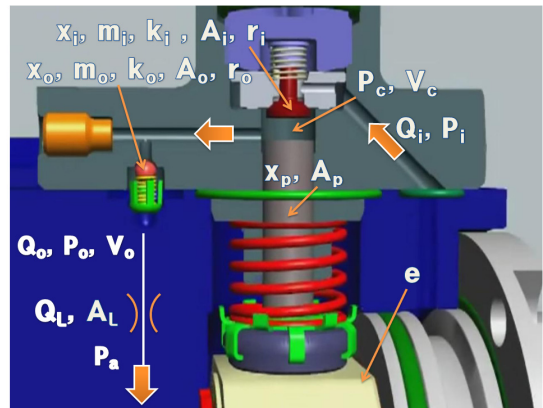


Fig. 5 Simulation parameters of high pressure pump

또한 Fig. 5에서 연료의 체적탄성계수를 K , 유량계수를 C_d , 연료의 밀도를 ρ , 펌프로 흡입되는 유량을 Q_i , 펌프로 부터 배출되는 유량을 Q_o , 펌프 부하를 통과하는 유량을 Q_L , 펌핑챔버의 체적을 V_c , 펌프출구의 체적을 V_o , 펌프 입구압력을 P_i , 펌프 부하 이후의 압력을 P_o , 펌프 부하의 단

면적을 A_L 이라고 하면, 펌핑챔버 내부의 압력 P_c 와 펌프 출구압력 P_o 는 연속방정식에 의하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{V_c}{K} \frac{dP_c}{dt} + A_p \frac{dx_p}{dt} = Q_i - Q_o \quad (5)$$

$$\frac{V_o}{K} \frac{dP_o}{dt} = Q_o - Q_L \quad (6)$$

여기서, 각각의 유량식은 다음과 같이 주어진다.

$$Q_i = C_d A_i(x_i) \sqrt{2|P_i - P_d|/\rho} \times \text{sgn}(P_i - P_c) \quad (7)$$

$$Q_o = C_d A_o(x_o) \sqrt{2|P_c - P_o|/\rho} \times \text{sgn}(P_c - P_o) \quad (8)$$

$$Q_L = C_d A_L \sqrt{2|P_o - P_d|/\rho} \times \text{sgn}(P_o - P_a) \quad (9)$$

여기서, 각각의 개구단면적(opening area)은 다음과 같이 주어진다.

$$A_i(x_i) \approx 2\pi r_i x_i \quad (10)$$

$$A_o(x_o) \approx 2\pi r_o x_o \quad (11)$$

여기서, x_i 와 x_o 는 흡입밸브와 펌핑밸브의 변위를 나타내며 r_i 와 r_o 는 반경을 나타낸다. 흡입밸브와 펌핑밸브의 운동 방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$m_i \ddot{x}_i + b_i \dot{x}_i + k_i(x_i + x_{i0}) = A_i(P_i - P_c) \quad (12)$$

$$m_o \ddot{x}_o + b_o \dot{x}_o + k_o(x_o + x_{o0}) = A_o(P_c - P_o) \quad (13)$$

여기서, m_i , b_i , k_i 는 흡입밸브의 질량, 점성계수, 스프링상수를 나타내며, 펌핑밸브에 대해서는 아래첨자 o 를 붙여 표시하였다. 그리고 x_{i0} , x_{o0} 는 흡입밸브와 펌핑밸브 스프링의 초기 압축길이를 나타낸다. 여기서, 밸브에 작용하는 유체력은 분출 방향이 명확하지 않으므로 유체력에 의한 영향은 무시하였다. 그리고 아래 Table 2에 해석에 사용한 파라미터 값들을 나타내었다.

Table 2 Simulation parameters

No	Parameter	Value
1	Supply pressure at pump inlet	3 kgf/cm ²
2	Number of piston	3
3	Piston diameter	12 mm
4	Diameter of suction valve	9 mm
5	Diameter of suction valve hole	6 mm
6	Spring rate of suction valve	300 N/m
7	Mass of suction valve	0.5 g
8	Diameter of pumping valve	10 mm
9	Diameter of pumping valve hole	6 mm
10	Mass of pumping valve	1.0 g
11	Shaft speed	2,000 rev/min
12	Displacement of eccentric cam	6.8 mm
13	Oil density	850 kg/m ³
14	Oil bulk modulus	17,000 bar
15	Oil temperature	40 degC

3. 고압펌프 성능 특성 해석결과

펌프 부하 단면적 A_L 을 조절하여 펌프 출구압력을 1,200 bar로 설정한 경우, 식(5)와 (6)에 의해 계산된 펌핑챔버 내부의 압력 P_c 의 변동과 펌프 출구압력 P_o 의 변동을 각각 Fig. 6과 7에 나타내었다. 특히, Fig. 7의 결과는 Fig. 3의 그림과 같이 3대의 피스톤으로 구성된 고압펌프의 해석 결과를 나타낸 것이다.

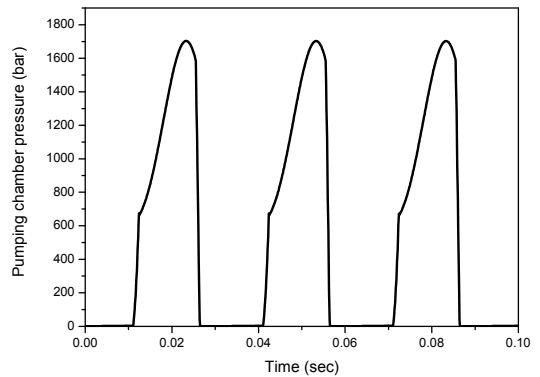


Fig. 6 Pumping chamber pressure P_c

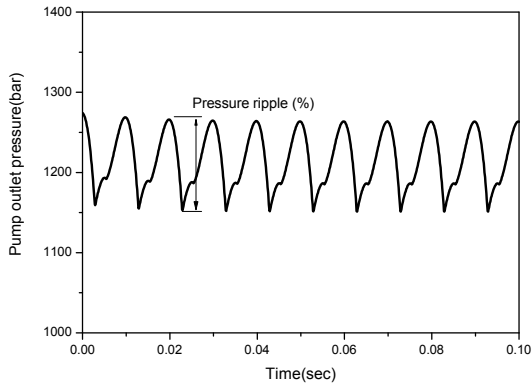


Fig. 7 Pump outlet pressure P_o

해석 결과, Fig. 6에서와 같이 펌핑챔버 내부의 압력은 최고 1,700 bar까지 상승함을 알 수 있고, 3 개의 피스톤에서 토출된 유량이 합쳐져서 만들어진 Fig. 7의 펌프 출구압력은 설정압력 1,200 bar 대비 약 9.3%의 압력변동을 나타내었다. 이러한 압력변동은 커먼레일 시스템에 소음, 진동의 원인이 되므로 가능한 작은 값이 되도록 고압펌프를 설계하는 것이 필요하다.

또한, Fig. 8에 식(12)와 (13)을 이용하여 계산한 흡입밸브와 펌핑밸브의 변위를 나타내었다. 펌핑밸브의 경우, 펌핑챔버의 압력이 펌프 출구압력보다 큰 경우에 열리므로 밸브 움직임의 초기에 급격하게 밸브의 변위가 상승함을 알 수 있다.

또한, 고압펌프의 성능에 큰 영향을 미치는 흡입밸브의 특성을 분석하기 위하여 흡입밸브 입구

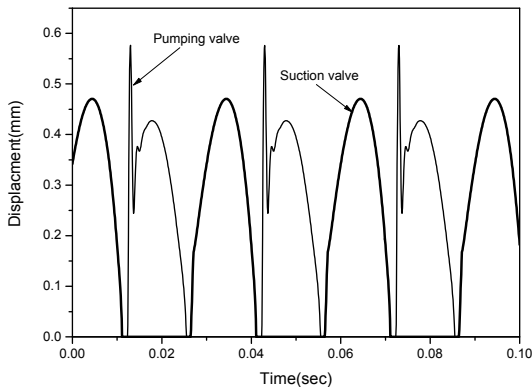


Fig. 8 Suction and pumping valve displacement

직경의 변화가 밸브의 운동에 미치는 영향을 Fig. 9에 나타내었고, 흡입밸브의 스프링 초기접촉력이 고압펌프의 출구 압력변동에 미치는 영향을 Fig. 10에 나타내었다. 여기서, Fig. 10은 고압펌프 3개의 피스톤 중 하나의 피스톤에 의한 출구압력의 변동을 나타낸 것이다. Fig. 9에서와 같이 흡입밸브는 적절한 입구의 직경이 확보되어야 원활한 유체의 흡입이 가능해져서 정상적인 고압펌프로써 작동함을 알 수 있다. 그림에서 직경이 6 mm 이상에서는 정상적으로 작동하고, 4.5 mm에서 밸브의 이상 작동이 시작되고, 3 mm가 되면 밸브의 개도가 확보되지 않아 시스템에서 요구되는 충분한

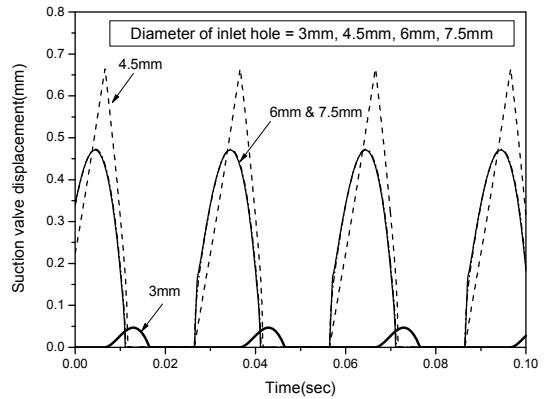


Fig. 9 Suction valve displacement with variation of inlet hole diameter

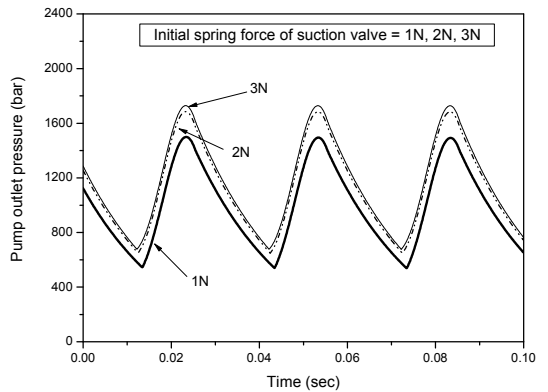


Fig. 10 Pump outlet pressure with variation of initial spring force of suction valve

한 유량을 흡입할 수 없음을 알 수 있다. 또한 Fig. 10에서와 같이 흡입밸브 스프링의 초기접촉력이 커질수록 압력변동이 커짐을 알 수 있다. 그림에서 초기접촉력이 1 N일 때 보다 3 N일 때의 압력 변동량이 8% 정도 증가함을 알 수 있다.

4. 결 론

이상과 같이 커먼레일용 고압펌프의 성능 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 펌핑챔버 내부의 압력과 출구압력의 변동을 계산하였고, 흡입밸브와 펌핑밸브의 운동 특성을 분석하였다. 그 결과 펌핑챔버 내부의 최고압력은 펌프 출구압력의 변동에 영향을 미침을 알 수 있었고, 펌핑밸브는 초기에 급격히 개도가 열림을 확인 할 수 있었다. 이러한 급속한 개도의 변화는 급속한 압력변동을 야기해 유체소음 등의 문제를 야기 할 수 있으므로 고압펌프 설계 시 고려가 필요하다.

2) 고압펌프의 성능에 영향을 미치는 흡입밸브의 성능을 해석한 결과 흡입밸브는 적절한 입구의 직경이 확보되어야 원활한 유체의 흡입이 가능해져서 정상적인 고압펌프로서 작동함을 알 수 있었다.

3) 흡입밸브 스프링의 초기접촉력 또한 그 값이 커질수록 압력변동이 커짐을 알 수 있었다.

참고문헌

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(2009)1, 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, 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, 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, C. S. Kim, 1998, "Simulation of High Pressure Common-rail Fuel Injection System", Transactions of KSAE, Vol. 6, No. 5, pp. 162-173