

디젤 분사시스템의 고압펌프 시뮬레이션 모델에 대한 연구

김중배
동양미래대학교 기계설계공학과

A Study on the High Pressure Pump Simulation Model of a Diesel Injection System

Joongbae Kim

Dept. of Mechanical Design Engineering, Dongyang Mirae University

요약 디젤 분사시스템의 고압펌프는 저압으로 공급된 연료를 압축하여 고압 연료로 만들고 엔진 작동조건에 따라 커먼레일의 연료를 요구되는 압력수준으로 유지한다. 고압펌프는 차량의 전체 수명기간 동안 연료를 2000 bar에 달하는 고압으로 압축하여 원활히 동작해야 하므로 설계기술, 재료의 내구성, 고도의 가공정밀도가 요구된다. 이 연구에서는 1-플런저 레이디얼 피스톤 펌프 형태의 고압펌프에 대한 시뮬레이션 모델을 상용 소프트웨어인 AMESimpp의 서브 모델들을 이용하여 개발하고, 고압펌프의 동작특성을 살펴보기 위해 시뮬레이션을 실시한다. 주요한 시뮬레이션 내용들은 입구 및 출구 밸브의 변위, 유량, 압력 특성, 캠의 토크 특성, 그리고 연료 미터링밸브의 압력 제어 특성과 오버플로밸브의 동작 특성이다. 또한 입구 밸브의 구멍지름과 스프링 초기력 등의 파라미터 변화에 따른 입구 및 출구 밸브의 유량과 커먼레일 압력 등의 고압펌프의 동작 특성과 응답 특성을 시뮬레이션을 통해 검토한다. 이를 통해서 개발된 펌프 모델의 동작이 논리적으로 타당함을 제시하고, 고압펌프를 설계변경하거나 개발초기에 설계변수들의 설정과 튜닝에 활용할 수 있는 시뮬레이션 모델을 제안한다.

Abstract The high pressure pump of a diesel injection system compresses the fuel supplied at low pressure into high pressure fuel and maintains the fuel of the common rail at the required pressure level according to the engine operating conditions. The high pressure pump is required to operate normally in order to compress the fuel to a high pressure of 2000 bar during the entire lifetime of the vehicle. Consequently, a suitable design technique, material durability and high precision machining are required. In this study, the high pressure pump simulation model of a 1-plunger radial piston pump is modelled by using the AMESim code. The main simulation parameters are the displacement, flow rate and pressure characteristics of the inlet and outlet valves, cam torque characteristics, and operating characteristics of the fuel metering valve and overflow valve. In addition, the operating characteristics of the pump are simulated according to the parameter changes of the hole diameter and the spring initial force of the inlet valve. The simulation results show that the operation of the developed pump model is logically valid. This paper also proposes a simulation model that can be used for current pump design changes and new pump designs.

Keywords : Common Rail, Diesel Injection System, Fuel Metering Valve, High Pressure Pump, Overflow Valve

1. 서론

디젤 분사시스템의 고압펌프는 저압으로 공급된 연료를 압축하여 고압연료로 만들고 엔진 작동조건에 따라 커먼레일의 연료를 요구되는 압력수준으로 유지한다.

다. 고압펌프는 구동축, 캠, 펌프 피스톤, 입구밸브 및 출구밸브, 연료 미터링밸브(fuel metering valve), 오버플로밸브(overflow valve), 펌프 블록하우징 등으로 구성된다. 고압펌프는 차량의 전체 수명기간 동안 연료를 2000 bar에 달하는 고압으로 압축하여 원활히 동작해야

*Corresponding Author : Joongbae Kim(Dongyang Mirae Univ.)

Tel: +82-2-2610-1916 email: jbkim@dongyang.ac.kr

Received July 4, 2017

Revised August 23, 2017

Accepted October 13, 2017

Published October 31, 2017

하므로 설계기술, 재료의 내구성, 고도의 가공정밀도가 요구된다[1,2].

일반적으로 승용차와 SUV의 고압펌프는 3-플런저 레이디얼 피스톤펌프가 많이 사용되고 있으며 저압의 연료를 흡입하여 고압으로 만들고 이를 커먼레일로 공급한다. 이때 고압펌프로 공급되는 연료량을 조절하여 커먼레일의 압력을 제어하기 위해서 연료 미터링밸브가 사용되며, 공급되는 저압연료의 양이 과다하여 압력이 기준치 이상이 되면 연료를 탱크로 리턴시키기 위해서 오버플로밸브가 사용된다.

커먼레일 디젤 분사시스템에 대한 연구는 인젝터의 분사특성에 대한 연구가 대부분이며[3-6], 사용된 연료 종류에 따른 인젝터의 분사특성에 대한 연구도 수행된 바 있다[7]. 고압펌프에 대한 연구로서 Jang[8]등은 커먼레일 시스템의 해석모델을 개발하고 설계변수 변화에 따른 해석을 수행하였으나 고압펌프에 대한 충분한 논의는 하지 않았다. Lee[9]는 3-플런저 고압펌프의 피스톤부와 입구 및 출구밸브에 대해 수학적으로 모델링하고 주요 설계변수 변화에 따른 고압펌프의 성능변화에 대한 해석을 실시하였다.

이 연구에서는 1-플런저 레이디얼 피스톤펌프 형태의 고압펌프에 대한 시뮬레이션 모델을 AMESim [10]을 이용하여 개발하고 입구 및 출구밸브에서의 변위, 유량, 압력특성, 캠의 토크특성, 그리고 연료 미터링밸브와 오버플로밸브의 동작특성을 시뮬레이션 한다. 또한 입구밸브의 파라미터 변화에 따른 고압펌프의 특성을 시뮬레이션 한다. 이를 통해서 개발된 고압펌프 시뮬레이션 모델의 동작이 논리적으로 타당함을 제시하고, 고압펌프를 설계변경하거나 개발초기에 설계변수들의 설정과 튜닝에 활용할 수 있는 시뮬레이션 모델을 제안한다.

2. 본론

2.1 고압펌프의 구조

이 연구의 대상인 고압펌프의 외형과 내부 사진을 Fig. 1.에 그리고 고압펌프의 구조를 Fig. 2.에 나타내었다. 구동축에는 더블 캠이 가공되어 있으며 로울러는 캠에 접촉하여 회전한다. 버킷 태핏에 의해 지지되는 플런저는 펌핑 챔버에서 왕복운동하면서 흡입된 저압연료를 압축하여 고압연료로 만든다. 플런저가 하강할 때 연료

는 입구밸브를 통해 흡입되고, 상승할 때 압축되어 출구밸브를 통해 커먼레일로 공급된다. 이러한 과정에서 펌핑 챔버는 진공과 고압이 반복적으로 발생한다. 입구 및 출구밸브는 체크밸브의 구조를 가지며 구동축은 더블 캠 구조로 되어 있어 구동축이 1회전할 때 플런저는 2회 왕복운동한다.

연료 미터링밸브는 고압펌프로 공급되는 연료량을 조절하여 커먼레일의 압력을 제어하는데, 이는 엔진 ECU의 신호에 의해 솔레노이드를 PWM 방식으로 구동하여 밸브 오리피스의 유동면적을 제어함으로써 구현된다. 그리고 오버플로밸브는 고압펌프로 공급되는 저압연료의 압력이 기준치 이상이 되면 연료를 탱크로 리턴시켜 고압펌프를 안정적으로 동작시키는 역할을 한다.

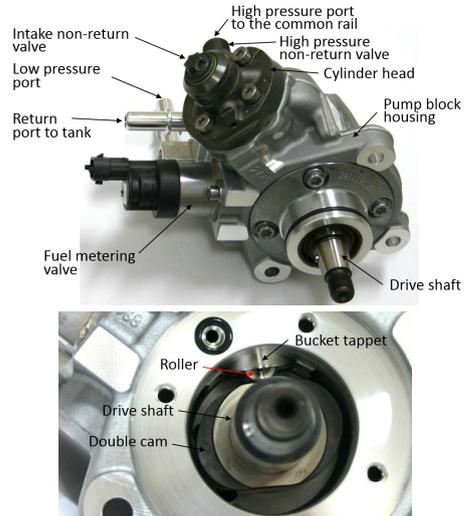


Fig. 1. 1-plunger type high pressure pump

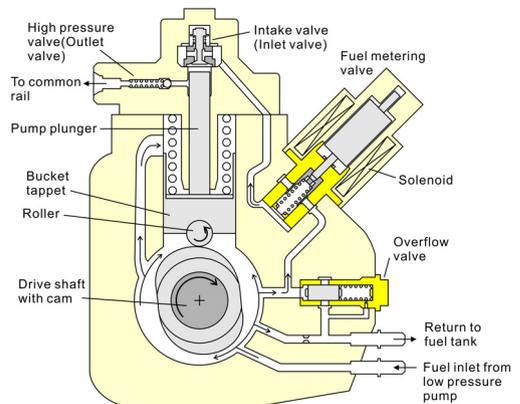


Fig. 2. Structure of the high pressure pump

2.2 고압펌프 모델

연구대상인 고압펌프에 대해서 부품의 치수와 물리량을 측정하여 고압펌프 모델의 파라미터로 사용한다. 고압펌프 모델은 상용 AMESim의 서브 모델들을 이용하여 구성한다.

2.2.1 연료 미터링밸브 모델링

먼저 고압펌프의 주요 부품의 하나인 연료 미터링밸브에 대한 시뮬레이션 모델을 구한다. 연료 미터링밸브는 고압펌프의 입구밸브 전단의 연료통로에 설치되어 고압펌프로 공급되는 연료량을 조절함으로써 커먼레일의 압력을 제어한다. 연료 미터링밸브는 솔레노이드로 구동되며 스푼의 위치에 따라 연료가 통과하는 오리피스들의 유동면적의 크기를 제어한다.

솔레노이드는 PWM 방식의 전기신호로 구동되며, 펄스의 듀티비에 따라 스푼의 위치가 결정된다. 솔레노이드가 작동하지 않을 경우 저압연료는 고압펌프로 자연스럽게 공급되나 솔레노이드가 작동하면 펄스의 듀티비에 따라 저압연료는 공급이 제한된다.

Fig. 3.는 AMESim의 서브 모델을 이용하여 모델링된 연료 미터링밸브의 모델이다. 밸브를 모델링하기 위해 밸브 구성 부품의 특성에 부합하는 서브 모델들을 선정하였으며 밸브의 스푼은 BAO042A, 스푼 질량은 MAS005, 솔레노이드는 FORC, 1차 지연계는 LAG1, PWM 신호는 PWM1 서브 모델을 사용한다. 그리고 스푼의 오리피스 단면형상은 실물을 참고하여 둥근 에지의 사다리꼴(trapezoidal with rounded edges) 형태로 모델링한다. 밸브의 동작특성을 살펴보기 위해 밸브 입구측에 저압연료펌프로부터 공급되는 연료의 압력을 3 bar로 설정하고 밸브의 출구측에 지름 1 mm의 오리피스를 설치하여 부하를 가한다. 각각의 서브 모델에 사용된 주요 파라미터들은 Table 1.과 같다.

연료 미터링밸브의 모델 타당성을 검토하기 위해 Fig. 3의 모델에 대해서 시뮬레이션을 실시한다. 솔레노이드 구동은 185 Hz의 PWM 신호를 이용하고 1초 동안 듀티비를 0에서 1까지 변화시킨다.

Fig. 4. (a)는 각각 PWM 신호의 듀티비에 대한 스푼 변위 및 밸브 오리피스의 유동면적, 그리고 (b)는 밸브의 출구유량을 나타낸다. 그림과 같이 0에서 1 사이에서 변하는 듀티비에 따라 스푼의 변위는 듀티비에 비례하여 제어되고 있음을 알 수 있으며, 유량은 PWM 듀티비 0.3

과 0.7 사이에서 근사적으로 선형적인 특성을 나타낸다. 스푼의 변위 약 2.3 mm(PWM 듀티비 약 0.7)에서 밸브의 오리피스는 완전히 닫힘을 알 수 있다.

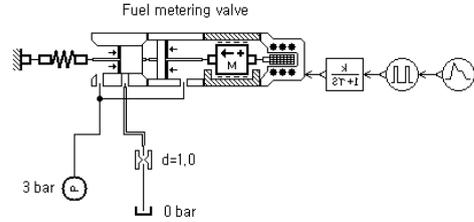
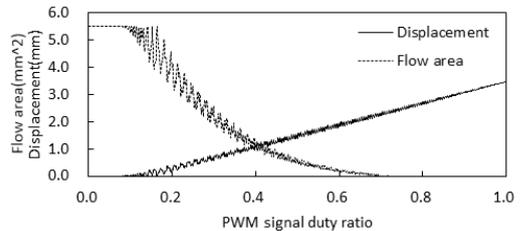


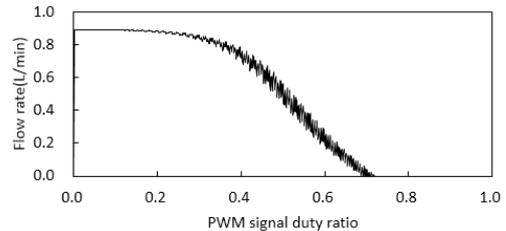
Fig. 3. AMESim model of fuel metering valve

Table 1. Parameters of fuel metering valve

No	Parameters	Values
1	Number of orifice holes	3
2	Spool diameter	7 mm
3	Ini. width of the trapezoidal opening	0.14 mm
4	Diameter of the round edge	5.98 mm
5	Underlap corresponding to zero displacement, min/max area	2.3, 0, 2.3 mm
6	Mass of spool	24.5 g
7	Lower/higher displacement limit	0, 3.5 mm
8	Time constant of solenoid	0.00325 s
9	Spring stiffness	3500 N/m
10	Initial spring force	1.75 N



(a) Spool displacement and orifice flow area



(b) Flow rate at outlet port

Fig. 4. Simulation results of fuel metering valve

2.2.2 오버플로밸브 모델링

오버플로밸브는 저압으로 공급된 연료의 압력이 기준 값 이상이 되면 연료를 탱크로 리턴시켜 고압펌프를 안

정적으로 동작시키는 역할을 한다.

Fig. 5는 AMESim의 서브 모델을 이용하여 모델링한 오버플로밸브이다. 구성 부품의 특성에 부합하는 서브 모델들을 이용하여 밸브의 스푼은 BAO042, 스푼 질량은 MAS005, 피스톤-스프링은 BAP016 서브 모델을 사용하여 모델링한다. 각각의 서브 모델에 사용된 주요 파라미터들은 Table 2와 같다.

오버플로밸브의 모델 타당성을 검토하기 위해서 Fig. 5에 제시된 모델에 대해서 시뮬레이션을 실시한다. 밸브 입구측 압력을 0에서 8 bar까지 2초 동안 선형적으로 증가시키면서 밸브의 동작을 살펴본다.

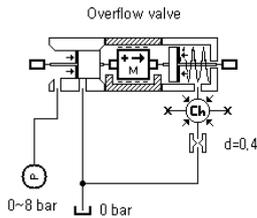


Fig. 5. AMESim model of overflow valve

Table 2. Parameters of overflow valve

No	Parameters	Values
1	Number of orifice holes	4
2	Hole diameter	3.8 mm
3	Spool diameter	5.88 mm
4	Spool overlap	5.6 mm
5	Mass of spool	3.0 g
6	Spring stiffness	1.69 N/mm
7	Lower/higher displacement limit	0, 9.4 mm

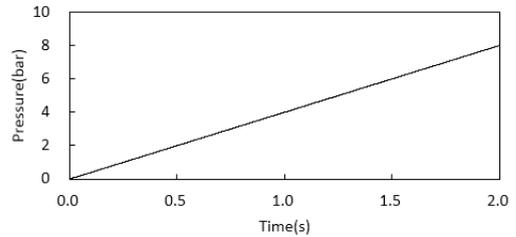
Fig. 6의 (a)는 시간에 따른 밸브 입구측 압력을 나타낸다. (b)는 밸브 입구측 압력에 따른 스푼의 변위를 나타낸다. 압력 증가에 따라 변위는 선형적으로 증가하다가 최대 변위 9.4 mm에 도달한다. (c)는 밸브 입구측 압력에 따른 출구측 유량과 오리피스 유동면적을 나타낸다. (b)에서 압력이 3.5 bar에 도달하면 스푼의 변위는 5.6 mm가 되며 이것은 스푼의 오버랩에 해당한다. 따라서 이때부터 오리피스가 열리기 시작하여 유량은 증가하다가 스푼의 최대변위 지점에서부터 완만하게 증가함을 나타낸다. 즉, 최대변위 지점에서 오리피스는 완전히 개방되고 이때부터는 단지 입구측 압력 증가에 따라 유량이 증가함을 나타낸다. 유동면적은 압력 3.5 bar 부터 발생하기 시작하며 스푼의 최대변위 지점부터 일정한 값으

로 유지된다.

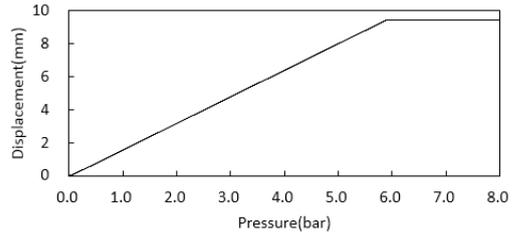
2.2.3 고압펌프 모델링

축의 회전각에 따른 캠 형상을 비디오미터로 측정하고 그 값을 캠의 위치로 나타낸 결과는 Fig. 7과 같다. 이 데이터는 캠 운동을 계산하기 위한 AMESim 서브 모델의 파라미터로 사용된다. 구동축, 캠, 피스톤, 입구밸브, 출구밸브, 연료 미터링밸브, 오버플로밸브로 구성되는 고압펌프와 커먼레일을 AMESim으로 모델링한 결과는 Fig. 8과 같다.

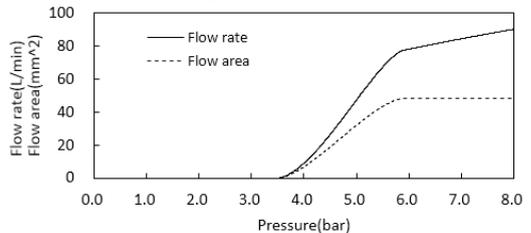
그림에서 연료를 흡입하고 압축하는 캠-피스톤 부분은 구성 부품의 특성에 부합하도록 캠-팔로워, 피스톤, 누유와 점성마찰, 스프링을 나타내는 CAM00, BAP12, BAF12, SPR000A 서브 모델을 사용하여 모델링한다. 또한 입구밸브는 플래퍼 노즐, 질량과 마찰, 피스톤, 스프링을 나타내는 BAP32, MAS005, BAP12, SPR000A 서브 모델을 사용하여 모델링하고 출구밸브는 볼 포핏, 질량과 마찰, 스프링을 나타내는 BAP24, MAS005, SPR000A 서브 모델을 사용하여 모델링한다.



(a) Pressure at inlet port



(b) Spool displacement



(c) Flow rate and flow area at outlet port

Fig. 6. Simulation results of overflow valve

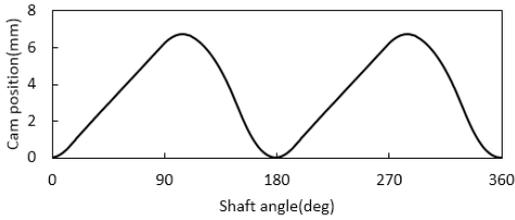


Fig. 7. Measured cam position

출구밸브 출구측의 고압튜브(HPT)와 커먼레일(CR)은 유압 파이프/호스 서브 모델을 사용하여 모델링 한다. 그리고 커먼레일 출구에 오리피스를 설치하여 커먼레일의 압력을 설정할 수 있도록 한다. 시뮬레이션에 사용되는 디젤 연료는 단일조건의 일반 표준사양인 ISO 4113 연료를 고려한다. 각각의 서브 모델에 사용된 주요 파라미터들은 Table 3.와 같다.

Table 3. Parameters of high pressure pump

No	Parameters	Values
1	Drive shaft speed	2000 rpm
2	Piston diameter	7.35 mm
3	Piston spring stiffness	32.3 kN/m
4	Initial force of piston spring	420 N
5	Inlet valve hole diameter	3.86 mm
6	Inlet valve rod diameter	2.06 mm
7	Inlet valve poppet mass	0.66 g
8	Inlet valve flapper diameter	5.2 mm
9	Inlet valve spring stiffness	320 N/m
10	Outlet valve hole diameter	2 mm
11	Outlet valve ball diameter	3 mm
12	Outlet valve ball mass	0.11 g
13	Outlet valve spring stiffness	2890 N/m
14	High pressure tube internal diameter, thickness, and length	3, 1.7, 250 mm
15	Common rail internal diameter, thickness, and length	7.5, 9, 270 mm

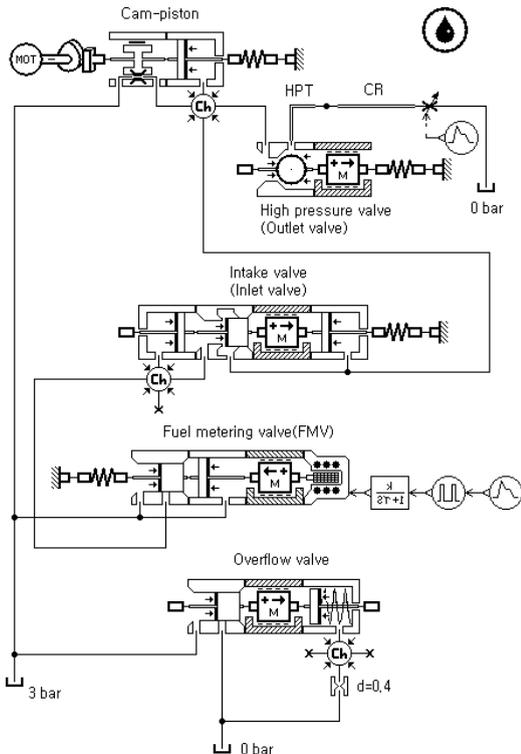


Fig. 8. Simulation model of high pressure pump

2.3 고압펌프 동작 시뮬레이션

Fig. 8.의 고압펌프 모델에 대해서 동작의 논리적 타당성을 검토하기 위해 시뮬레이션을 실시한다. 구동축 회전속도는 2000 rpm, 저압으로 공급되는 연료의 압력은 3 bar, 커먼레일 출구측 오리피스의 크기를 조절하여 커먼레일의 압력을 1600 bar로 설정한다. 이러한 조건으로 동작할 때 플런저의 변위와 유량, 입구밸브와 출구밸브의 변위, 유량, 압력, 구동축 캠 토크 등을 정상상태에서 구한 결과는 Fig. 9.과 같다.

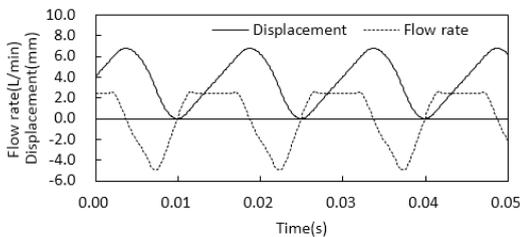
Fig. 9.의 (a)는 펌핑 챔버의 플런저 변위와 유량을 나타낸다. 변위는 최대 6.77 mm이며 주기는 구동축의 회전속도 2000 rpm과 더불어 캠 구조를 고려할 때 0.015 s이다. +값의 유량은 출구밸브를 통해 압축된 연료를 배출하는 것을 그리고 -값의 유량은 입구밸브로부터 연료를 펌핑 챔버로 흡입하는 것을 나타낸다. 즉, 플런저의 변위가 증가하는 과정은 압축과정을 감소하는 과정은 흡입과정을 나타낸다.

(b)는 입구밸브와 출구밸브의 변위를 나타낸다. 입구밸브의 변위는 플런저의 변위가 최대인 흡입과정 초기에 발생하는데 입구밸브 스프링의 초기력에 의한 힘보다 플런저의 흡입동작에 의한 압력차에 의한 힘이 더 커지는 순간 발생한다. 출구밸브의 변위는 펌핑 챔버의 압력에 의한 힘이 고압튜브의 압력에 의한 힘보다 커지는 순간 급격하게 발생한다.

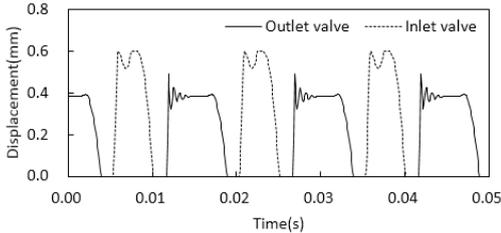
(c)는 입구밸브와 출구밸브의 유량을 나타낸다. 각각의 밸브의 유량은 밸브의 변위를 고려할 때 타당성 있는 경향을 나타내고 있다.

(d)는 입구밸브와 출구밸브의 압력을 나타낸다. 설정 압력 1600 bar에 대해서 출구밸브의 압력리플은 그림과 같이 약 16.4%이다. 이러한 압력리플은 시스템의 소음과 진동의 원인이 되며, 3-플런저 펌프와 달리 더블 캠 구조의 1-플런저 펌프는 비교적 압력리플이 크게 발생되며 구조적으로 피하기 곤란하다. 입구밸브의 압력은 흡입과정에서 약 0 bar이고 압축과정에서 최대 약 1728 bar이다. 출구밸브의 압력리플과 입구밸브의 압력변동의 발생 주파수는 구동축 회전속도의 2배이다.

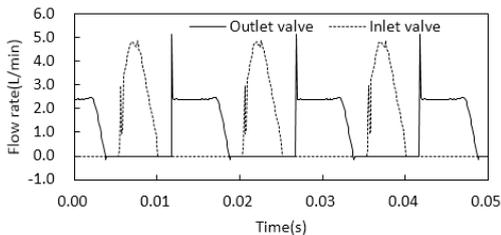
(e)는 구동축 캠에 작용하는 토크와 버킷 태핏에 작용하는 힘을 나타낸다. 토크는 압축과정 초기에 급속한 증가를 나타내며 압축과정 말기에 감소되고 흡입과정이 시작되면 피스톤 스프링의 반력에 의해 압축과정과 반대방향의 토크를 나타낸다. 버킷 태핏에 작용하는 힘은 압축과정에서 최대가 되고 흡입과정에서 최소로 된다.



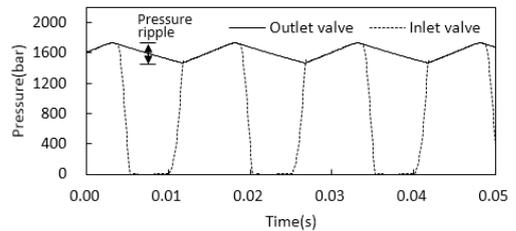
(a) Plunger disp. and pumping chamber flow rate



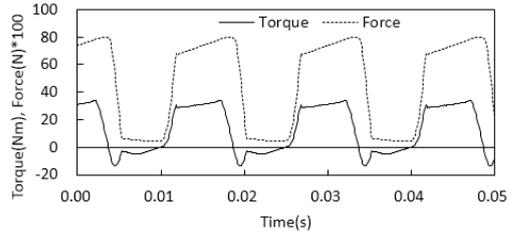
(b) Inlet and outlet valve displacement



(c) Inlet and outlet valve flow rate



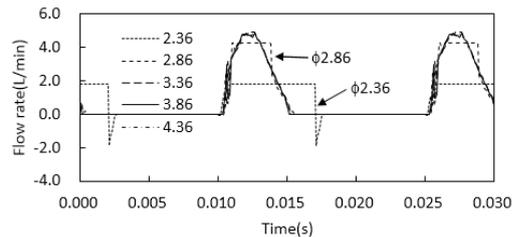
(d) Inlet and outlet valve pressure



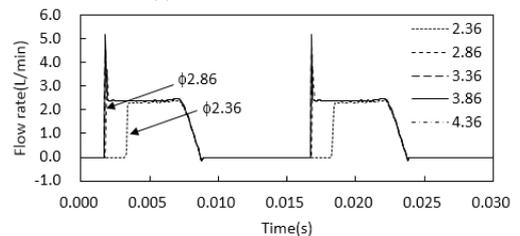
(e) Torque on cam and force on bucket tappet

Fig. 9. Simulation results of high pressure pump

Fig. 10.은 입구밸브의 구멍지름의 크기에 변화를 주었을 때 입구밸브의 유량, 출구밸브의 유량, 커먼레일의 압력을 시뮬레이션한 결과이다. 구멍지름의 크기 $\phi 3.36$ 이상은 (a), (b), (c)의 그래프에서 거의 일치하여 구분이 어려우며 $\phi 2.36$ 과 같이 작을 경우 (a)와 같이 흡입되는 유량이 비정상적으로 제한되며, (b)와 같이 고압으로 압축된 상태의 출구밸브의 유량에도 영향을 미치며, 결과적으로 (c)와 같이 커먼레일의 압력이 낮게 형성되는 결과를 나타낸다. 따라서 입구밸브의 구멍지름은 $\phi 3.36$ 과 같이 일정값 이상으로 유지해야만 한다.



(a) Inlet valve flow rate



(b) Outlet valve flow rate

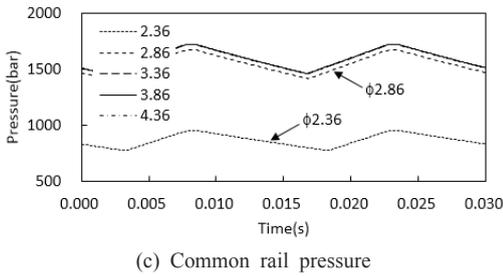


Fig. 10. Responses for inlet valve hole diameters

Fig. 11.은 입구밸브 스프링의 초기력에 의한 영향을 살펴본 결과이다. 스프링의 초기력이 0.1 N의 경우와 같이 작을 경우 연료의 흡입과정이 끝나고 복귀하는 과정에서 (a)와 같이 변위의 지연이 발생하며, 이에 따라서 (b)와 같이 가압과정의 시작시점에서 역으로 유량이 발생하여 커먼레일의 압력은 (c)와 같이 스프링 초기력이 0.3 N 이상인 경우보다 낮아지는 결과가 얻어진다. 따라서 스프링의 초기력은 흡입과정 종료 후 복귀과정에서 지연이 발생하지 않도록 충분한 값을 가져야 한다.

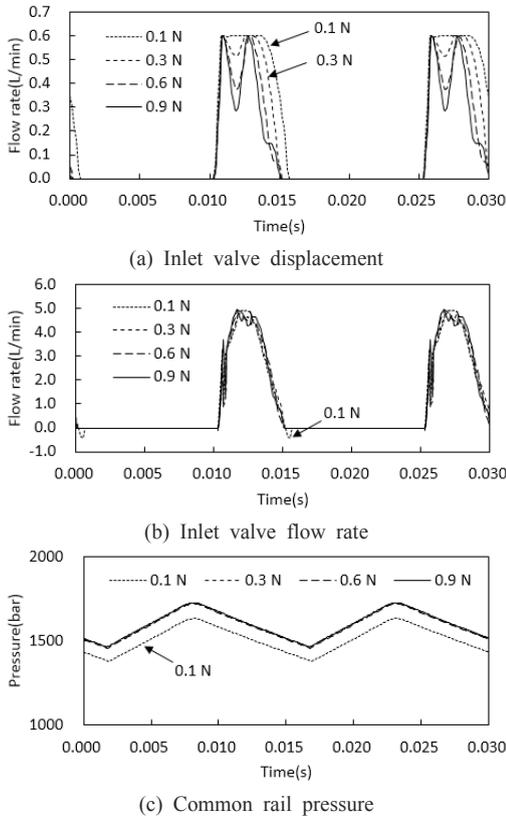
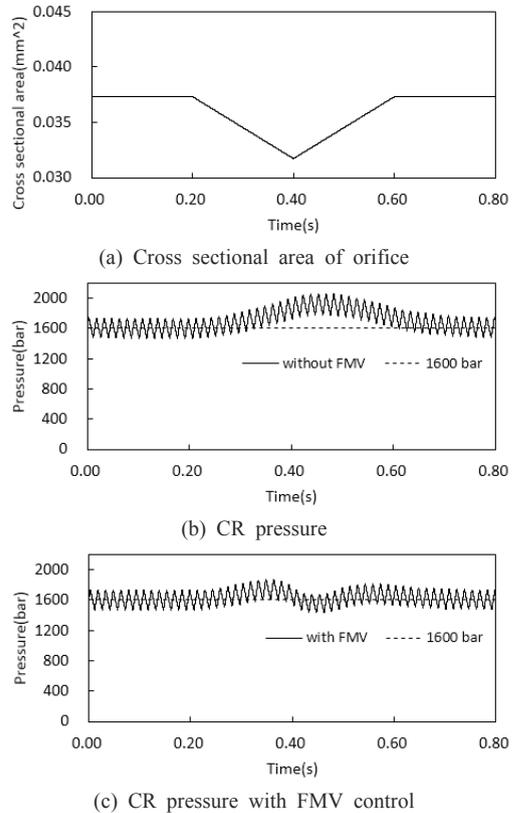


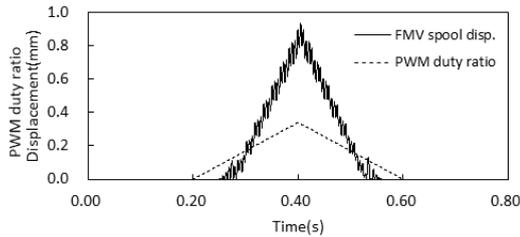
Fig. 11. Responses for inlet valve initial spring forces

Fig. 12.는 커먼레일의 압력이 1600 bar에서 급속히 증가할 때 연료 미터링밸브(FMV)에 의한 커먼레일(CR)의 압력제어를 시뮬레이션한 결과이다. 커먼레일의 압력을 인위적으로 증가시키기 위해서 (a)와 같이 커먼레일 출구쪽의 오리피스 단면적을 변화시키면, (b)와 같이 커먼레일 압력은 0.2~0.6 s 사이에서 증가한다. 이러한 압력증가를 방지하기 위해서 연료 미터링밸브를 동작시켜 압력을 1600 bar로 제어한 결과가 (c)에 제시되어 있다. 연료 미터링밸브는 (d)와 같이 밸브의 솔레노이드에 가해지는 PWM 듀티비에 따라서 스톱의 변위가 제어되고 이와 동시에 공급되는 연료의 유량이 (e)와 같이 제어되어 커먼레일의 압력은 (c)와 같이 근사하게 1600 bar로 유지된다. 이것은 PWM 듀티비를 (d)와 같이 적절히 설정하여 솔레노이드를 구동한 결과이다.

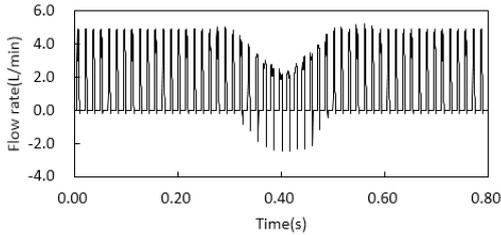
이로써 연료 미터링밸브는 연료 공급량을 조절하여 커먼레일의 압력증가를 방지하는 기능을 잘 구현하고 있음을 알 수 있다.



(c) CR pressure with FMV control



(d) FMV spool displacement and PWM duty ratio



(e) Flow rate of FMV outlet port

Fig. 12. Simulation results of high pressure pump with FMV control

3. 결론

이 연구에서는 1-플런저 레이디얼 피스톤펌프 형태의 고압펌프에 대한 시뮬레이션 모델을 상용 AMESim을 이용하여 개발하였다. 일정한 구동축 회전속도에서 입구 및 출구밸브의 변위, 유량, 압력 그리고 구동축 토크 등의 응답특성을 시뮬레이션한 결과 개발된 모델은 고압펌프의 기능을 논리적으로 타당하게 나타내고 있음을 제시하였다. 그리고 개발된 연료 미터링밸브 모델의 연료량 조절기능으로 커먼레일의 압력을 적정수준으로 제어할 수 있음을 확인하였다. 그리고 개발된 오버플로밸브 모델은 저압으로 공급되는 연료의 압력이 기준값 이상이 되면 연료를 탱크로 리턴시키도록 동작함을 확인하였다. 또한 입구밸브의 구멍지름과 스프링 초기력 변화에 따른 고압펌프의 응답을 고찰한 결과 개발된 모델은 입구 및 출구밸브의 유량과 커먼레일의 압력이 정상적인 특성을 나타내도록 구멍지름과 스프링 초기력에 대한 설계변수 값을 설정하는 데 활용될 수 있음을 보였다.

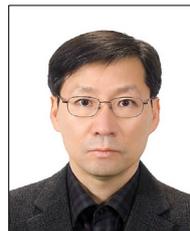
개발된 모델은 사용 중인 고압펌프를 설계변경하거나 새로운 고압펌프의 개발단계에서 설계변수 값들의 선정 또는 튜닝에 활용할 수 있다고 판단된다. 보다 신뢰성 있는 모델을 수립하기 위해서는 개발된 모델의 동작 및 응답특성을 실험적으로 검증할 필요가 있으며, 이는 향후의 과제로서 추진할 필요가 있다고 사료된다.

References

- [1] Konrad Reif, Diesel Engine Management - Systems and Components, Springer, pp. 142-151, 2014.
- [2] Klaus Mollenhauer, Helmut Tschöke, Handbook of Diesel Engines, Springer, chap. 5, 2010.
- [3] J. B. Kim, "Analysis of Behavior Characteristics of Common Rail System Injector for the Variations of Injector Parameters," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, vol. 19, no. 5, pp. 499-508, 2009.
DOI: <https://doi.org/10.5050/KSNVN.2009.19.5.499>
- [4] G. M. Bianchi, S. Falfari, M. Parotto, "Advanced Modeling of Common Rail Injector Dynamics and Comparison with Experiments," SAE 2003-01-0006.
DOI: <https://doi.org/10.4271/2003-01-0006>
- [5] G. M. Bianchi, S. Falfari, F. Brusiani, P. Pelloni, "Advanced Modelling of a New Diesel Fast Solenoid Injector and Comparison with Experiments," SAE 2004-01-0019.
DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-01-0019>
- [6] K. A. Sung, "Experimental Study on Spray Characteristics of Piezo Injector Group-hole Nozzle for Common Rail Diesel Injection," Journal of the Korea Society for Power System Engineering, vol. 12, no. 5, pp. 14-19, 2008.
- [7] X. L. J. Seykens, L. M. T. Somers, R. S. G. Baert, "Modelling of Common Rail Fuel Injection System ans Influence of Fluid Properties on Injection Process," Proceedings of VAFSEP 2004, pp. 6-9 July, Dublin, Ireland, 2004.
- [8] J. S. Jang, Y. H. Yoon, "Analysis Model Development for Component Design of the Fuel Injection System for CRDI Engines," Transactions of KSAE, vol. 17, no. 3, pp. 117-126, 2009.
- [9] C. T. Lee, "A Study on the Performance Characteristics of Common Rail High Pressure Pump," Journal of the Korea Society for Power System Engineering, vol. 17, no. 6, pp. 5-10, 2013.
DOI: <https://doi.org/10.9726/kspspe.2013.17.6.005>
- [10] Imagine, S. A., AMESim 4.2 User Manual, 2004.

김 중 배 (Joongbae Kim)

[정회원]



- 1989년 2월 : 연세대학교 대학원 기계공학과 (공학석사)
- 1993년 2월 : 연세대학교 대학원 기계공학과 (공학박사)
- 1993년 11월 ~ 1997년 2월 : 대우전자(주) 선임연구원
- 1997년 3월 ~ 현재 : 동양미래대학교 기계설계공학과 교수

<관심분야>

동역학 및 기계제어, 유공압 시스템