

디젤엔진용 고압분사 유닛인젝터의 성능예측을 위한 사이클 시뮬레이션

Cycle Simulation for the Performance Prediction of a High Pressure Unit Injection System of a Diesel Engine

김 철 호*
Chul-Ho KIM

ABSTRACT

In this study, a cycle simulation program of a Unit-Injection(UI) system was developed to estimate the injection performance of newly designed injection system. A fundamental theory of the simulation program is based on the conservation law of mass. Loss of fuel mass in the system due to leakage, compressibility effect of the liquid fuel and friction loss in the control volume was considered in the algorithm of the program. For the evaluation of the simulation program developed, the experimental result which was offered by the Technical Research Center of Doowon Precision Industry Co. was incorporated. Two main parameters; the maximum pressure in the plunger chamber and total fuel mass(kg) injected into the engine cylinder per cycle, were measured and compared with the simulation results. It was found that the maximum error rate of the simulation result to the experimental output was less than 3% in the rated rotational speed (rpm) range of the plunger cam.

주요기술용어 : Unit injection system(유닛인젝션시스템), Injected fuel mass(연료분사량), Plunger chamber pressure(플렌저실내의 압력), Solenoid valve timing(솔레노이드 밸브의 작동시간), Injection time(분사시간)

1. 서 론

복합연소의 특성을 나타내는 압축점화 기관인 디젤엔진에서 에너지변환효율(Energy Conversion Efficiency)의 극대화를 통한 엔진의 출력을

최대화하고, 연소반응 후 유해 생성물질의 양을 최소화하기 위해서는 연소실내에서의 고온, 고압의 공기와 연료 분사장치를 통해 공급되는 연료의 혼합가스가 완전히 산화반응이 일어나도록 환경을 조성하는 것이 매우 중요하다. 이를 위해 디젤엔진의 연소실내에서 전자제어식 연료 분사장치를 통해 분사된 연료입자가 매우 짧은 시간동안

* 회원, 서울산업대학교 자동차공학과

안에 압축된 공기와 잘 혼합되어 균질한 상태의 혼합가스를 생성하는 것이 디젤엔진 성능향상을 위한 연구의 중요한 부분을 차지한다.

디젤엔진의 개발에 있어서 그 엔진의 작동특성에 최적인 연료 분사장치(Fuel Injection System)를 개발하는 것이 중요한 과제이나, 현재까지는 이와 같은 연료분사장치의 개발을 위해 실험적 접근방법에 의존하여 개발이 진행되어 왔으며, 새로운 연료분사장치의 개발 시 반복되는 절차를 통하여 연료분사장치의 시제품을 제작하고, 성능의 검증실험을 거쳐 최종 제품을 만들어 내는 시행착오방식을 이용하여 새로운 엔진에 적용되는 분사장치를 개발하여 왔다.

1.1 연구의 목표

중소형 디젤엔진용 유닛인젝터 고압연료분사장치의 설계 기술은 국내에서 처음 시도하는 기술로서 갈수록 강화되어 가는 유해 배기의 배출 제한치를 만족시키는데 필요한 기술이 될 것이다. 디젤엔진에서 배출되는 대표적인 유해물질로는 질소화합물(NOx), 탄화수소(HC) 그리고 입자상물질(PM)등이 있으며, 이를 저감시키는 대표적인 방법으로 고압연료분사장치를 개발하는 것이다.

본 연구는 디젤엔진의 일반적 성능인 출력성능, 열효율 그리고 유해배출가스의 배출량에 매우 중대한 영향을 미치는 연료입자의 미립화를 위한 고압유닛인젝터 연료 분사장치 설계의 첫 단계에서 적용하게 될 분사장치의 성능예측을 위한 연료분사장치 사이클 시뮬레이션 프로그램(Cycle Simulation Software)을 개발하는데 연구의 목적을 두고 있다. 이를 위해 엔진 작동상태의 변화에 따른 연료분사장치의 핵심 부품인 슬레노이드밸브, 플랜저펌프, 인젝터 그리고 고압연료라인 내에서 액체연료의 흐름 특성을 이해하고, 이 계통을 통하여 연료가 실린더 내로 분사될 때 각 부분(plunger chamber, high pressure

fuel line, injector)에서 일어나는 연료의 흐름 특성을 정량적으로 분석하며, 이때 발생하는 여러 가지 유체역학적 흐름저항의 현상을 정확히 예측하여 연료분사장치의 현상을 지배하는 운동방정식인 연속방정식에 source/sink의 항으로 고려하여 줌으로써 전체 분사시스템의 정확한 성능(연료분사압력과 연료분사량 등)을 예측할 수 있는 신뢰성 있는 연료분사장치 시뮬레이션 프로그램을 개발할 수 있다.

2. 유닛인젝터 시스템의 구조 및 작동 원리

대형저속형 디젤엔진의 경우 연소방식은 정압 연소의 특성을 보이며, 중소형 고속 디젤엔진의 경우는 복합사이클의 연소특성을 나타낸다. 본 시뮬레이터개발 연구에 적용된 중소형 고속엔진의 경우 정압 상태에서 분사노즐을 통하여 분사되는 연료가 고온/고압의 공기 중을 통과하여 매우 짧은 시간 동안에 증발, 혼합 그리고 착화과정을 거쳐 연소과정이 완성되는 확산화염연소(diffusion flame combustion)이다. 즉 연소 초기에는 정적상태로 연소가 시작되며, 지속적인 연료분사에 의한 화염의 확산으로 정압 상태의 연소로 연소가 완료된다. 연료가 실린더내부로 분사될 때 연소실내의 압력은 충분히 착화가 일어날 수 있는 환경이 조성되어야 하며 이때 실린더내의 압력은 보통 50bar이상의 압력을 유지하게 된다. 이와 같은 고압 연소실내에 연료를 분사하기 위해서는 이보다 훨씬 높은 압력으로 연료를 연소실내로 분사하여야 하며 이때 분사압력은 보통 200~2000bar정도^{1,2)}이다. 디젤엔진에서 분사된 연료입자의 미립화는 완전연소를 유도하는데 매우 중요한 요소이며, 연료입자의 크기는 분사압력에 매우 크게 영향을 받으므로 연료입자의 미립화를 위해 디젤엔진에서 분사압력을 지속적으로 높이려는 연구가 진행되고 있다.^{3,4)}

2.1 Unit Injection System의 구조

아래 Fig.1은 디젤엔진 전자분사장치중의 한 종류인 유닛인젝터의 구성도를 보여주고 있다. 본 연구에 사용되어진 유닛인젝터는 세 가지 주요 구성품인 솔레노이드밸브, 플런저펌프, 인젝션노즐과 이를 연결해 주는 고압 연료 라인으로 이루어져 있다.

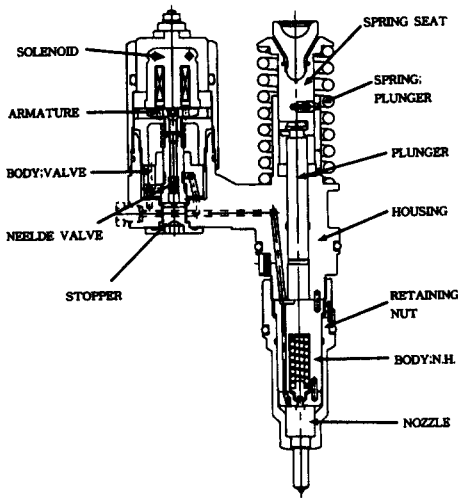


Fig. 1 Schematics of a unit injection system and its main components

2.2 유닛인젝터의 작동 원리

플런저 캠(Plunger CAM)의 각도변화에 따라 밀폐계 내부에 있는 연료는 고압으로 압축되며, 일정한 압력에 도달하게 되면 분사노즐의 니들밸브를 지지하는 스프링은 압력을 견디지 못하고 수축되어 니들밸브의 오리피스(orifice)가 개방되어 압축된 디젤연료는 엔진 실린더 내부로 분사된다. 이때 분사압력은 임의로 조절이 가능하며, 현재 UI 시스템의 분사압력은 150MPa정도이다.

연료분사장치의 구동사이클은 아래에 주어진 4 가지 과정으로 이루어지며, 다음과 같이 정리할 수 있다.

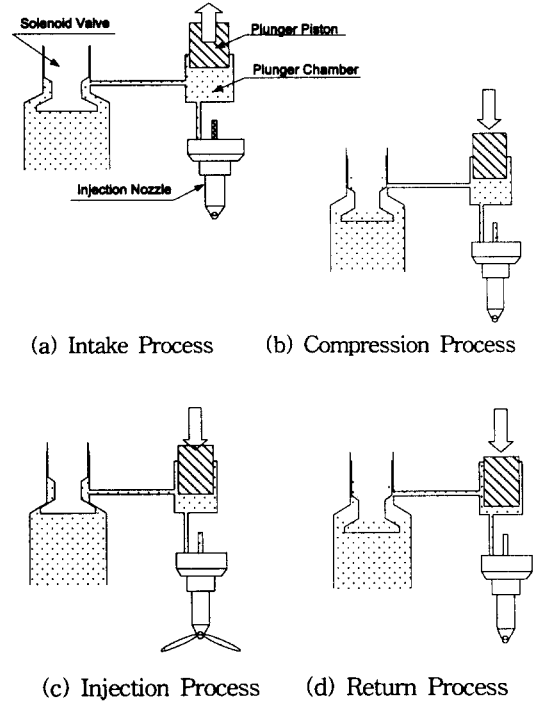


Fig. 2 Operating procedures of a unit injection system

- 1) 흡입과정 : 솔레노이드 밸브가 개방되고, 플런저실의 피스톤이 상승하면서 연료가 플런저 펌프실 내부로 충전하는 과정. (충진압력은 연료펌프의 압력인 5 kgf/cm²)
- 2) 압축과정 : 플런저 피스톤이 하강하면서 충전된 연료를 압축하게 되며, 캠각도가 132°에 도달하게 될 때 솔레노이드 밸브가 완전히 차단되어 플런저실 내부에 있던 연료가 압축되며 압력이 급격히 상승하게 되는 과정. (캠각도 132°전에는 시스템 내부에서의 압력은 연료펌프의 충전압력인 5Kgf/cm²를 유지하게됨)
- 3) 분사과정 : 플런저 피스톤의 지속적인 하강은 밀폐된 분사계통의 유로 내부의 압력을 상승시키게 되며, 이때 내부압력이 분사노즐의 니들밸브를 지지하고 있는 니들밸브스프링의 장력을 극복하게 되는 순간부터 니들밸브가 개방되어 연료가 엔진의 실린더내부로 분사되는 과정. (스프링의 장력에 따라 분사개시 압력은

달라지며, 본 연구의 개변압력은 250Kgf/cm²에 고정 되어있다)

- 4) 회수과정 : 플런저피스톤이 지속적으로 하강을 하는 어느 순간에 솔레노이드 밸브가 개방되어 분사장치 유로 내부의 압력이 급 하강하게 되며, 이때 압력이 250Kgf/cm²이하로 도달하게 되면 분사노즐의 니들밸브가 밀폐되며 분사과정은 완료된다. 이때 분사장치의 유로 내부에 남아있던 잔여 연료는 회수회로를 통하여 방출되는 과정. (Solenoid작동에는 0.3ms정도의 지연시간이 있으며 이로 인해 연료의 분사량과 플런저 실내의 최고도달 압력이 변화하게 된다)

3. 이론적 배경

연료 분사노즐을 통하여 엔진의 실린더 내에 분사되는 연료의 량(mm³)은 이론적으로는 플런저 실에서 피스톤에 의해 수축되어진 행정체적 만큼의 질량유량과 일치해야 될 것이다. 그러나 실제로는 연료분사 시스템 내부에서 발생하게 되는 고압에 의한 연료의 압축 현상과 연료의 누수 및 고압관 내부에서의 관로마찰 저항현상으로 인하여 행정체적에 비해 실제 분사되는 연료 량이 다소 적어질 수 있다. 그러므로 연료분사현상을 지배하는 방정식은 연속방정식에서 위의 손실요인을 고려해 줌으로써 유도해 낼 수 있다.

3.1 분사장치의 운동방정식

질량보존의 법칙으로부터 연속방정식을 정리하면,³⁾

$$\frac{dm}{dt}_{sys} = \int \int \int_{c.s.} \rho v_n dA + \frac{\partial}{\partial t} \int \int \int_{c.v.} \rho dV \quad (1)$$

Unsteady Flow에 대한 연속방정식;

$$\int \int \int_{c.s.} \rho v_n dA + \frac{\partial}{\partial t} \int \int \int_{c.v.} \rho dV = 0 \quad (2)$$

위의 식(2)에서 왼쪽의 두 번째 항인 Transient항은 시간의 변화에 따른 유로 내부에서의 압력 변화에 따라 발생하게 되는 연료의 Elastic Bulk Modules의 항으로 고려하면 된다.

본 연구에서는 수치 해석적 실험을 통하여 얻어지는 Bulk Modules의 경험식을 지배방정식에 소개하여 유체의 압축성 효과에 의한 분사 연료의 질량유량의 감소를 고려하였다. 질량보존의 법칙으로부터 유도되는 식(2)를 이용하여 실제 유닛인젝션 장치에서 발생하는 연료의 질량유량 흐름에 관한 연속방정식을 정리하여 보면;

$$(\dot{m}_{f_{in}} - \dot{m}_{f_{out}}) + \frac{\partial}{\partial t} \int \int \int_{cv} \rho dV = 0 \quad (3)$$

where

$\dot{m}_{f_{in}}$: 플런저실의 행정체적에 해당하는 연료의 질량유량

$\dot{m}_{f_{out}}$: 분사노즐을 통하여 엔진실린더내부에 분사되는 연료의 질량유량

$\frac{\partial}{\partial t} \int \int \int_{cv} \rho dV$: 압력변화에 따른 압축된 연료의 질량유량, 누수 되는 연료의 질량유량 및 관로의 마찰저항에 의한 손실된 질량유량

위의 항들을 고려하여 연속방정식을 정리하여 보면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_{f_{dis}} - \dot{m}_{f_{inj}} = \dot{m}_{f_{bulk}} + \dot{m}_{f_{leak}} + \dot{m}_{f_{fric}} \quad (4)$$

where

$\dot{m}_{f_{inj}}$: 분사된 연료의 질량유량

$\dot{m}_{f_{bulk}}$: Bulk Modulus에 의해 압축된 질량유량

$\dot{m}_{f_{leak}}$: System에서 누유되는 질량유량

m_{fric} : 관로마찰에 의해 질량유량의 변화량

3.2 모델링을 위한 가정

신뢰성이 높은 분사장치의 사이클해석 프로그램을 개발하기 위해서는 위 운동방정식의 각 항에 주어져 있는 질량유량의 Source/Sink 항들을 정확하게 예측할 수 있는 Correlation들을 실험 또는 이론적으로 생성해 내는 것이 중요하며, 이 항들을 정확성에 따라 성능해석 프로그램의 예측 결과의 신뢰성이 결정된다. 위의 각 질량유량의 Source/Sink 항들의 Correlation을 찾아내기 위한 수치 해석적 모델링에 앞서 문제를 단순화시키기 위해 몇 가지 물리학적 가정을 하였다.

(가정)

- 1) 솔레노이드가 완전히 닫히는 캠 각도를 132°로 고정.
- 2) 분사장치의 모든 부품은 축을 중심으로 대칭이므로 2차원 유동으로 가정.
- 3) 분사장치 내부에서의 연료는 액체상태의 단상으로 가정.
- 4) 연료의 압축성 상수(Compressibility Factor)와 밀도는 상수로 가정.
- 5) 장치에서 연료의 누수량은 실험치를 이용.
- 6) 고압관 내부에서의 연료의 흐름속도는 매우 낮으므로 단상유동으로 가정.

3.3 Correlations of Source/Sink Terms

위의 식(4)에 주어진 분사장치의 운동방정식에서 작동상태의 변화에 따른 우변 항들의 값들을 구하는 것이 본 연구에 있어서 핵심적 작업이며, 이 값들의 신뢰성에 따라 본 시뮬레이션 프로그램의 신뢰성이 결정되게 된다. 작동상태의 변화에 따른 각 항들의 Correlation을 구하기 위해

다음과 같은 방법으로 접근하였다.

- 1) 장치내부에서 압력의 변화에 따른 연료의 특성치(밀도, 점도, 압축성)는 실험으로부터 도출된 Correlation⁹⁾을 이용.
- 2) 장치내부에 걸리는 고압의 변화에 따른 연료의 Leaking량의 Correlation 역시 실험⁹⁾으로부터 도출된 값을 이용.
- 3) 분사장치내부에서 관로의 형상변화에 따른 시스템저항(Friction Loss)에 의한 질량유량의 손실은 수치해석적 실험을 통하여 도출한 Correlation을 이용.

본 연구에서는 수치해석기법중의 하나인 유한체적법(FVM)⁷⁾을 이용하여 유동장의 형상 및 작동 조건의 변화에 따른 관로 저항에 의한 연료 질량유량의 변화에 관한 Correlation을 도출하였으며, 이를 연속방정식에 적용하였다.

4. 작동조건 및 지배방정식

다음은 UI 분사장치가 임의 구동조건에서 작동될 때의 작동조건 및 작동특성을 이론적으로 예측하기 위해 적용한 이론방정식들이다.

4.1 분사장치의 작동조건

솔레노이드밸브의 작동시각에 관한 정보를 실험의 내용과 일치시키기 위해 다음과 같이 가정하였다.⁹⁾

- 1) 솔레노이드밸브가 완전히 닫히는 각도는 캠 각도 132°에 고정.
- 2) 솔레노이드밸브가 완전히 닫혀있는 분사기간은 캠 각도 17.5°로 고정.
- 3) 솔레노이드밸브가 전기신호를 받은 후 밸브가 작동하기까지는 0.3ms의 시간지연이 존재.
- 4) 위의 값들은 실험상에서 조작이 가능한 값들이

므로 고정하였으며, 나머지 솔레노이드밸브의 상승시작각도, 하강시작각도는 캠의 회전수에 따라 바뀌게 된다.

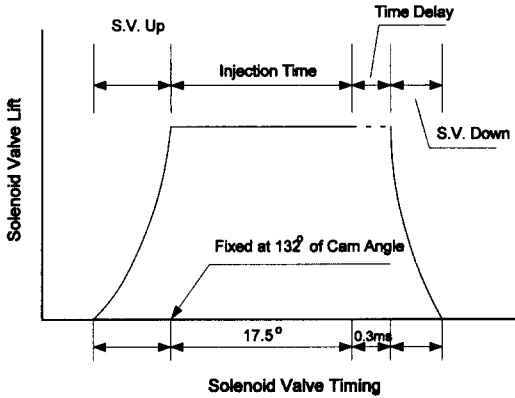


Fig. 3 Operation timing of the solenoid valve

위의 Fig.3에서 알 수 있듯이 솔레노이드밸브의 총 작동시간은 캠의 작동 회전수에 따라서 변하게 되며, 총 작동시간은 다음 식에서 구할 수 있다.

(총 작동기간 = 상승기간 + 분사기간 + 지연시간 + 하강기간)

솔레노이드밸브 상승과 하강의 지배 방정식은 실험으로부터 얻은 자료를 이용하여 방정식을 세워 대입하였다.⁹⁾

- 상승 방정식 :

$$y = 0.2 + 0.352x + 0.14918x^2$$

- 하강 방정식 :

$$y = 0.1711733 + 0.16283x - 0.22247x^2$$

여기서 y : 솔레노이드밸브의 양정값(mm)

x : 솔레노이드밸브의 작동시간(ms)

또한 캠의 회전수(RPM)와 각도에 따라 걸리는 시간은 다음의 식에서 구할 수 있다.

$$t = \frac{angle \cdot 1000}{6 \cdot N} (ms) \tag{5}$$

여기서 N : 캠의 회전수(RPM)

4.2 지배방정식

분사장치의 구동장치인 플런저 캠은 (주)두원정공 측에서 제공한 G-Cam의 구동특성⁹⁾를 기초로 분사장치의 지배방정식을 유도하였다.

다음 수식들은 앞장에서 언급된 질량보존의 법칙 이론을 기초로 하여 작동 상에 발생하게 되는 여러 가지 손실 적인 요인들을 실험을 통한 경험식과 수치해석을 통한 분석적 결과를 이용하여 완성하였다. 다음의 값들을 구하기 위한 식들을 유도 전개하였다.

- (1) 플런저 피스톤의 양정과 Chamber의 압력변화
- (2) 연료의 압축계수
- (3) 솔레노이드 밸브에서의 Spill되는 연료량
- (4) 분사노즐 실에서의 압력변화
- (5) 분사노즐에서의 연료의 분사량(\dot{m}_{fuel})

(1) 플런저 피스톤의 양정과 플런저실의 압력변화

플런저실 내의 압력의 변화는 플런저 피스톤의 단면적과 구동캠에 의한 피스톤 양정(Lift)의 변화에 영향을 받는다. 또한 고압 연료라인 내에서의 연료의 압축성 효과 역시 플런저실 내의 압력변화에 영향을 주게 된다. 플런저실 내에서의 압력변화의 공식은 아래와 같다.

$$\beta \cdot (V_{total} + V_{mf}) \cdot \frac{dp_p}{dt} = \frac{(f_p \cdot h - V_{mf})}{dt} \tag{6}$$

여기서

β : 연료의 압축계수

V_{total} : 분사장치의 전체적

V_{mf} : 분사된 연료량의 체적

P_p : 플런저실의 압력
 f_p : 플런저실의 단면적
 h : 플런저 피스톤의 양정

(2) 연료의 압축계수

디젤연료의 물성치인 밀도, 점도, 음속 그리고 압축상수는 연료의 온도와 압력의 함수이다. 본 연구에서는 온도와 압력의 변화에 따른 디젤연료의 물성치를 이전 연구⁴⁾에서 적용한 실험식을 사용하였다.

① 연료밀도(ρ)의 변화

$$\rho = \frac{K_p}{1 - P \cdot K_a} \quad (7)$$

여기서

$$K_a = a_0 + \frac{a_1}{2} P + \frac{a_2}{3} P^2$$

$$K_p = \rho_{20} \cdot [0.71 - 0.001345(\rho_{20} - 850)] \cdot (T - 293)$$

(ρ_{20} : 1atm, 20°C에서 Diesel 연료의 밀도)

② 디젤연료의 단열압축상수(β)(실험식⁴⁾)

$$\beta = a_0 + a_1 P + a_2 P^2 \quad (8)$$

여기서 압력은 표준대기압에서 7×10^7 (Pa)까지, 온도는 293~373K 범위에서 사용 가능함

$$a_i = f_i(\rho_{20}) \cdot \varphi_i(T) \text{ 라고 두면,}$$

$$\varphi_0 = 0.85 + 0.00329(T - 293) + 0.1157 \cdot 10^{-4}(T - 293)^2$$

$$\varphi_1 = 0.825 + 0.001(T - 293) + 0.835 \cdot 10^{-4}(T - 293)^2$$

$$\varphi_2 = 0.8 + 0.238(T - 293),$$

여기서 (333<T<433)

$$f_0(\rho_{20}) = (83 - 0.238(\rho_{20} - 850) - 0.572 \cdot 10^{-3}(\rho_{20} - 850)) \cdot 10^{-11}$$

$$f_1(\rho_{20}) = (82.2 - 0.442(\rho_{20} - 850) - 1.43 \cdot 10^{-3}(\rho_{20} - 850)) \cdot 10^{-19}$$

$$f_2(\rho_{20}) = (54.2 - 0.342(\rho_{20} - 850) - 1.408 \cdot 10^{-3}(\rho_{20} - 850)) \cdot 10^{-27}$$

위의 근사치로 정리하면 다음과 같다.

$$a_0(T) = 161.1 + 0.258(T - 273) + 0.921(T - 273)^2 \cdot 10^{-6}$$

$$a_1(T) = -(29.6 + 0.151(T - 273) - 16.4 \cdot 10^{-3}(T - 273)^2) \cdot 10^{-9}$$

(3) 솔레노이드밸브에서의 Spill되는 연료의 량

솔레노이드실은 캠 각도의 변화에 따라 압력의 보정을 위해 연료를 Spill을 하게 된다. Spill의 양은 솔레노이드실에 가해지는 압력과 연료의 공급압력 차에서 구할 수 있다. 유도되는 공식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{sp} = C_d \cdot A_{sp} \sqrt{2\rho(P_s - P_{sp})} \quad (9)$$

where P_s : 솔레노이드실의 압력

P_{sp} : 연료의 공급압력 (5kgf/cm²)

A_{sp} : Spill부의 면적

$$A_{sp} = \pi \cdot lift \cdot \sin \frac{\theta_s}{2} \cdot (D_s - \frac{lift}{2} \cdot \sin \theta_s)$$

C_d : 유량계수

ρ : 밀도 (830kg/m³)⁵⁾

(4) 분사노즐 실에서의 압력의 변화

분사노즐 실 내부에서의 압력은 플런저 실에서 발생한 압력이 고압관을 통하여 전달되며, 연료가 분사되기 전까지는 파스칼의 원리에 의해 플런저 실에서의 압력과 분사노즐 실에서의 압력이 동일하다고 가정할 수 있으나 분사가 시작되는 시점에서는 연료의 유동이 발생하여 플런저에서 분사노즐까지 연료가 이동하는 동안 고압관 내부

에서의 관로마찰에 의한 압력의 강하가 발생하게 된다.

$$P_{plunger} = P_{injector} + \Delta P_{friction\ loss} \quad (10)$$

이때 분사노즐의 니들밸브를 들어올리는 힘은 분사노즐 실내에서의 압력이며, 이 압력의 크기는 위의 식에서 보여주듯이 플런저실 내에서의 압력에 연료의 유동에 의한 관로마찰 손실을 고려한 압력이 된다. 연료 분사 시에 발생하게 되는 고압관 내부에서의 유동에 의한 관로 마찰손실의 항은 수치해석의 결과로부터 도출된 압력강하 항을 고려하여 주었다.

$$P_{injector} = P_{plunger} - \Delta P_{loss} \quad (11)$$

여기서 $\Delta P_{loss} = F_{loss} \times P_{Plunger}$
(F_{loss} : Loss Factor)

(5) 분사노즐에서의 연료의 분사량(\dot{m}_{fuel})

연료 분사량(\dot{m}_{fuel})은 분사노즐 내에서 상승한 압력과 실린더 내에서의 압력의 차이에 의하여 결정되어진다.

$$\dot{m}_{fuel} = C_d \cdot A_n \cdot n \cdot \sqrt{2\rho(P_n - P_{cy})} \quad (12)$$

여기서 P_n : Nozzle Chamber Pressure

P_{cy} : Cylinder Pressure

(실험치와 비교하기 위해 대기압을 사용)

A_s : 분공부 면적 ($\Phi 0.19$)

C_d : 유량계수

ρ : 밀도 (830kg/m^3)

n : 분공수 (8개)

5. 시뮬레이션 결과의 분석방법

5.1 주요 실험변수 및 결과분석 방법

(1) 연구를 위한 주요변수와 범위

Table 1 Important parameter and its range for the numerical study

	1	2	3	4	5	6
CAM 회전수	400	600	780	1000	1200	1300

* 완전밀폐 캠각도 : 132° 로 고정

** 분사지속시간 : 17.5° 로 고정

(솔레노이드 밸브의 Delay Time (0.3ms) 고려)

(2) 실험결과와 비교를 위한 분석방법

UI System의 사이클 시뮬레이션 프로그램에 대한 신뢰성을 검증하기 위하여 (주)두원정공 기술연구소에서 실시한 실험의 결과와 비교, 검토를 위하여 분사장치의 성능을 평가할 수 있는 분석방법을 정리하였다.

Simulation 결과로부터 정리된 자료 :

- ① 캠각도의 변화에 따른 플런저실에서의 압력의 변화
- ② 캠각도의 변화에 따른 분사노즐에서의 압력의 변화
- ③ 캠각도의 변화에 따른 분사되는 연료의 질량 (\dot{m}_f)의 변화
- ④ 캠각도의 변화에 따른 플런저 양정의 변화
- ⑤ 캠각도의 변화에 따른 플런저 속도의 변화
- ⑥ 캠각도의 변화에 따른 솔레노이드 양정의 변화

위의 시뮬레이션 결과를 실험으로부터 얻어진 결과와 비교 분석하였다.

5.2 Flow Chart of Program

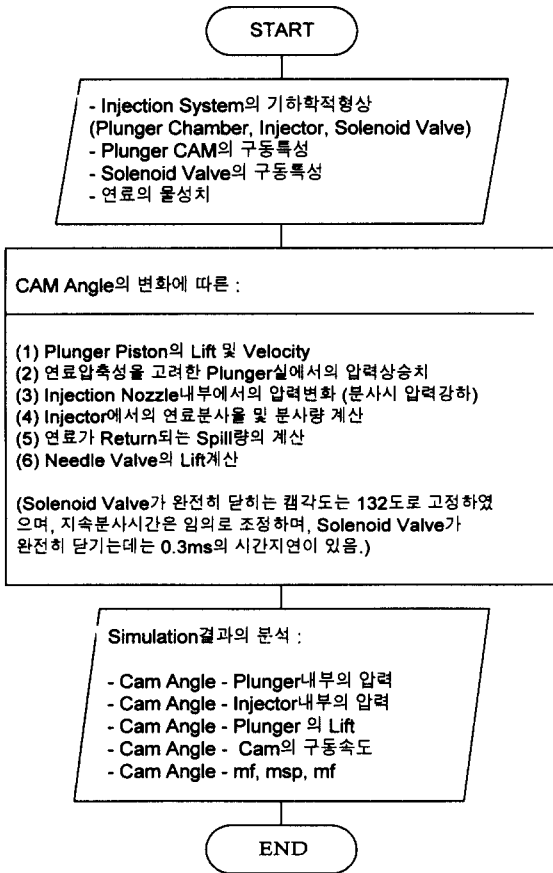


Fig. 4 Flow chart of the simulation program

시뮬레이션의 초기조건으로 장치의 기하학적 인 형상 그리고 캠 및 솔레노이드 밸브의 작동조건을 입력하게 되면 지배방정식의 수치계산을 통하여 UI 분사장치의 성능을 나타내는 여러 가지의 물리적 값들을 얻게된다.

6. 결과분석 및 토의

UI 분사장치의 사이클 시뮬레이션 프로그램의 신뢰성을 검증하기 위해 실험으로부터 얻은 결과⁹⁾와 시뮬레이션 결과를 비교 분석하였다.

- 캠 회전수의 변화에 따른 Cycle당 연료의 분사

량(mm³/st)

- 캠 회전수의 변화에 따른 Cycle당 플런저 실의 최고압력(bar)

6.1 UI System의 연료 분사량 및 플런저실의 최고압력의 실험결과

새로 개발된 UI System의 성능평가를 위해 실험으로부터 분사장치의 성능인 연료 분사량과 플런저 실내에서의 최고압력을 측정하였다. 이때 실험의 주요 변수는 분사시간과 캠의 회전수이며, 분사시간은 캠 각도 17.5° 로 고정하였다. 아래 Table 2는 실험결과 값을 보여준다.

Table 2 Experimental result of the model UI system⁸⁾

	RPM 변화에 따른 분사량, 최고압력변화					
캠 회전수 (rpm)	400	600	780	1000	1200	1300
연료분사량 (mm ³)	290	260	246	232	222	216
Plunger내의 최고압력 (bar)	384	736	1016	1312	1496	1520

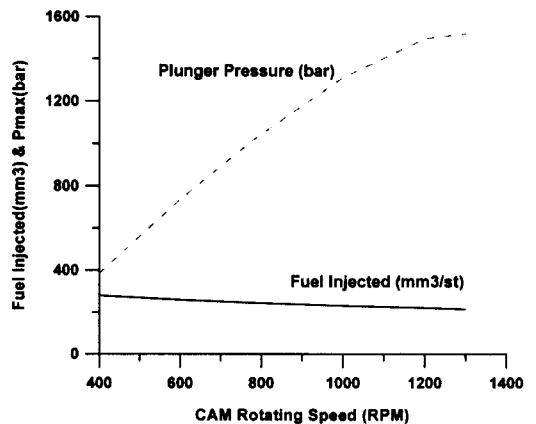


Fig. 5 Experimental result of the model UI system; plunger pressure, injected fuel mass/cycle

6.2 UI System의 연료 분사량 및 플런저실의 최고압력의 해석결과

아래 Table 3은 새로 개발된 UI System의 기하학적 형상에 실제 작동 조건을 부여하여 시뮬레이션 한 계산결과를 보여준다.

Table 3 Simulation result of the model UI system

	RPM 변화에 따른 분사량 및 최고압력변화					
캠 회전수 (rpm)	400	600	780	1000	1200	1300
연료분사량 (mm ³)	289.16	263.86	249.40	233.73	221.68	215.66
Plunger내의 최고압력 (bar)	377.89	742.61	1031.4	1296.9	1478.7	1537.8
Injector내의 최고압력 (bar)	347.56	693.78	966.35	1196.79	1344.68	1385.17

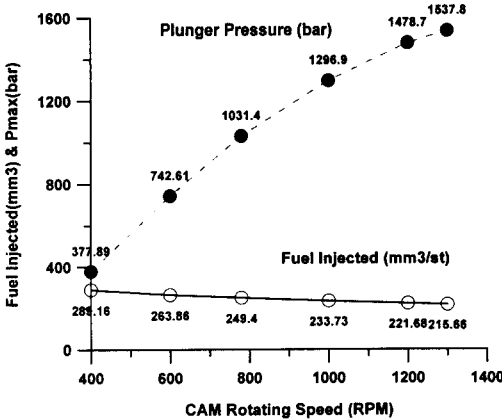


Fig. 6 Simulation result of the model UI system; plunger pressure, injected fuel mass/cycle

6.3 실험과 계산결과의 비교

실험과 시뮬레이션을 통하여 도출된 사이클당

의 연료분사량(kg/cycle)과 플런저실내에서의 최고도달 압력(bar)을 비교하여 보았다.

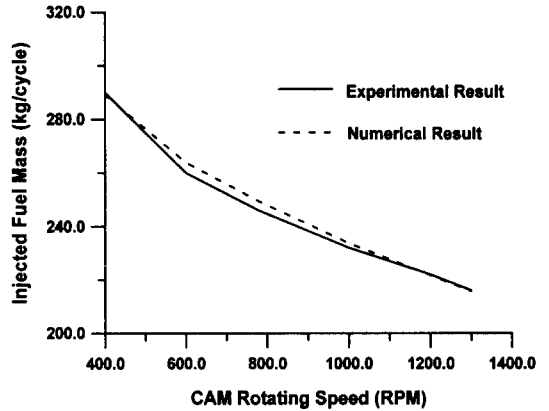


Fig. 7 Comparison of the injected fuel mass per cycle in a cylinder

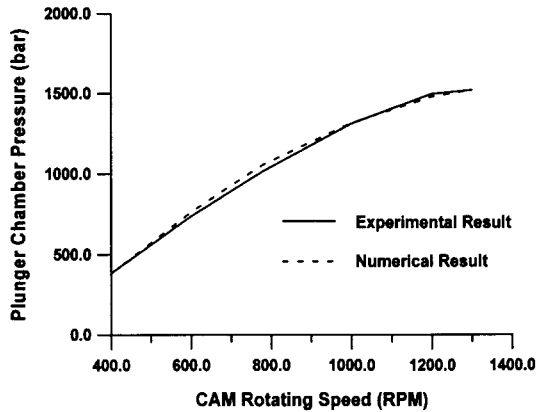


Fig. 8 Comparison of the maximum pressure in a plunger pump

6.4 실험결과와 이론결과의 오차

위의 Table 2와 3에서는 실험과 이론에서 도출된 플런저실내에서의 최고압력과 Cycle당 엔진실린더 내부에 분사되는 연료의 양을 각각 보여주고 있다. 위의 자료를 이용하여 실험과 이론

결과의 오차를 계산하여 보면;

- 플런저실내에서의 최고압력(bar)의 오차(%) :

$$\Delta P_{err} = \frac{|\Delta P_{exp} - \Delta P_{th}|}{\Delta P_{exp}} \times 100(\%) \quad (13)$$

- Cycle당 엔진 실린더 내에 분사되는 연료량(mm³)의 오차(%) :

$$m_{f_{err}} = \frac{|(m_{f_{exp}} - m_{f_{th}})|}{m_{f_{exp}}} \times 100(\%) \quad (14)$$

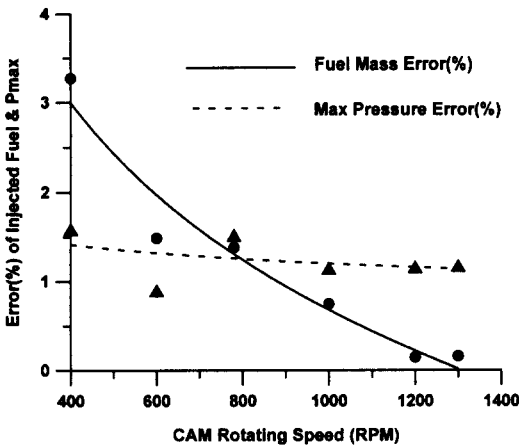


Fig. 9 Variation of the error fate(%) of the fuel mass injected and maximum pressure in a plunger pump

6.5 토의

- (1) Fig.5는 새로 개발된 UI System의 실험을 통하여 도출된 캠 회전수의 변화에 따른 플런저실 내부에서의 최대압력(bar)의 변화와 엔진 Cycle당 실린더내부에 분사되는 연료의 량(mm³)의 결과이다.

- 최대압력은 회전수의 증가에 따라 증가하는 경향을 보이고 있으나, 1100rpm 이상의 고속회전

에서는 증가율이 낮아짐을 알 수 있다.

- 연료의 분사량(mm³) 역시 캠 회전수의 증가에 따라 선형적으로 감소함을 보여주고 있다.

- (2) Fig.6은 본 연구에서 개발된 사이클 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 예측한 캠 회전수의 변화에 따른 플런저실 내부에서의 최대압력(bar)과 엔진 Cycle당 실린더내부에 분사되는 연료의 량(mm³)변화의 결과를 보여주고 있다.

- 시뮬레이션결과 역시 매우 유사한 경향을 보여주고있으며, 실험에서 도출된 값과 매우 적은 오차의 범위를 나타내고 있다.

- (3) Fig. 7, Fig. 8은 실험의 결과와 이론의 결과의 값을 상호 비교하여 보여 주고 있다. 본 그림의 결과에서 알 수 있듯이 시뮬레이션의 결과는 매우 신뢰성이 있는 것으로 판단된다.

- (4) Fig. 9는 실험과 이론해석의 오차의 범위를 보여주고 있다.

- 분사된 연료의 경우 오차의 범위가 저 회전수의 영역에서는 최대 3%정도이나, 고 회전수의 영역으로 갈수록 오차의 범위가 작아짐을 알 수 있다. 이를 보상하기 위해서는 연료가 흐르는 유로 내부의 주요부분에서의 유량계수의 크기를 레이놀즈수의 변화에 따라 정확하게 고려하여야 할 것으로 판단된다.

- 플런저 실내에서의 최대압력에 관한 오차의 범위는 1.5%의 오차범위를 갖는다는 사실을 알 수 있다.

7. 결론

본 연구는 UI system의 성능을 예측할 수 있는 신뢰성 높은 사이클 시뮬레이션 프로그램을

개발하는데 목표를 두고 있다.

본 연구를 통하여 개발된 UI 분사장치 사이클 시뮬레이션 프로그램의 해석결과를 실험결과와 비교하여 보았으며, 사이클당 연료분사량의 경우 사용회전수 영역 내에서 최대 3%이내의 오차범위를 보였으며, 분사 압력에 직접적인 영향을 주는 플런저실 내에서의 압력 값의 경우 오차가 최대 1.5% 이내로 해석결과가 매우 신뢰성이 높은 것으로 판정되었다. 위의 오차범위를 최소화하기 위해서는 차후 시스템내부에서의 유량계수를 레일놀즈의 함수로 고려하는 연구가 필요하다.

본 연구를 통하여 개발된 성능해석 프로그램은 앞으로 개발될 디젤엔진에 적용할 최적의 UI 분사장치를 개발하는데 매우 유용하게 활용될 것으로 확신한다.

후 기

본 연구는 산업자원부 산업기반기술 위탁연구 지원으로 수행되었으며 지원에 감사 드립니다. 또한 UI 분사장치의 성능실험자료를 제공해 주신 (주)두원정공 기술연구소의 UI개발팀 연구원들께도 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 1) J.B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, pp.491-566, 1988.
- 2) W.W. Pulkrabek, Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Prentice Hall International Inc., pp.165-205, 1997.
- 3) W.S. Janna, Introduction to Fluid Mechanics, 3rd Editions, PWS Publishing Co., pp.104-165, 1993.
- 4) Y.Y. Fomin, "Fuel Apparatus of Ship Diesel", Moscow, 1996.
- 5) V. Ganesan, Internal Combustion Engines, McGraw-Hill, Inc., pp.235-263, 1996.
- 6) B.E. Milton, Thermodynamics, Combustion and Engines, Chapman & Hall, pp.132-181, 1995.
- 7) S.V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corp., pp.126-131, 1980.
- 8) 한국에너지기술연구소, 제13회 에너지 절약 기술위상 논문집, pp.248-259, 1998.
- 9) (주)두원정공 부설 기술연구소, 디젤 엔진용 전자제어식 유닛 인젝터 기술 개발에 관한 연구, pp.54-103, 1997.9.
- 10) 김철호, "Diesel Engine의 Unit Injection System의 설계를 위한 Cycle Simulation Program개발", 산업자원부 공업기반기술 위탁과제 최종보고서, pp.44, 1998.9.