

자체 맥동 감쇠 효과를 갖는 연료레일의 오일 해머 및 분사 특성에 따른 압력맥동 시뮬레이션

허형석*·배석정*·이현균*·이기수*·황재순*·이동은*·김현철*

Numerical Study on the Characteristics of Pressure Pulsations according to Design Factors of Fuel Rail with Self Damping Effect

Hyungseok Heo*, Sukjung Bae*, Heonkyun Lee*, Geesoo Lee*,
Jaesoon Hwang*, Dongun Lee*, Hyunchul Kim*

Key Words : Fuel rail(연료 레일), Oil hammer(오일해머), Pressure pulsations(압력맥동), Pressure change period(압력변화 주기), Pressure propagation speed(압력 전파속도), Bulk modulus(체적탄성계수)

Abstract

A pulsation damper is usually mounted on the fuel rail to diminish undesirable noise in the vehicle cabin room. However, pulsation dampers are quite expensive. Therefore, several studies have focused on reducing fuel pressure pulsations by increasing the self-damping characteristics of the fuel rail. This paper is a basic study in the development of a fuel rail that can reduce pulsations via a self-damping effect. In this study, the pressure pulsation characteristics were investigated with respect to the aspect ratio of the cross section, wall thickness, and fuel rail material through oil hammer simulations. An oil hammer simulation was performed in advance to simulate the pressure pulsations at the resonant speed, which is a time-saving way. The pressure pulsation peak of fuel rail was observed to rise as the injection period increases. Increase of the aspect ratio and decrease of the wall thickness can reduce the pressure pulsation efficiently.

1. 서론

기존의 연료공급시스템은 인젝터의 개/폐에 의해 발생하는 압력맥동을 줄이기 위해 연료레일(fuel rail; FR)에 압력 레귤레이터(pressure regulator)를 장착하여 연료 분사 후의 잔여 연료를 연료탱크로 리턴시킴으로써 연료 공급라인 내의 압력을 일정하게 유지시켜주었다. 그러나 연료가 리턴되는 과정동안 엔진 룸의 고열로 인해 연료가 기화되어 외부로 누출되고, 이 증발가스는 최근에 유해 배출가스 규제상 유해 물질로 분류되고 있다.^[1] 따라서 현재는 리턴리스(returnless) 연료 공급시스템이 보편화되어 있다. 리턴리스 연료 공급시스템의 문제는 압력 레귤레이터를 연료탱크 내에 장착할 수밖에 없어 연료레일 가까이 배치되었던 기존 시스템보다 압력맥동이 증가한다는 것이다. 이러한 연료공급시스템에서의 압력맥동(pressure pulsation) 발생은 차량 캐빈 룸 내의 불쾌한 소음을 유발한다. 따라서 대부분의 연료레일에는 맥동 감쇠기(pulsation damper)를 장착하게 된다. 그러나 맥동 감쇠기는 고가이어서 최근에 K. Mizuno 등^{[1]-[2]}이 맥동 감쇠기 없이 자체적으로 압력맥동을 감소시킬 수 있는 연료레일을 개발하기 위한 연구를 활발히 수행하고 있다.

K. Mizuno 등을 제외한 지금까지 수행된 선행 연구자들^{[3]-[8]}의 연료분사시스템에 대한 동특성 연구는 인젝터나 맥동 감쇠기의 동적 모델링에 관한 연구가 대부분이었다. 일반적으로 연료레일에서의 압력맥동은 맥동 감쇠기에 의해 저감시킬 수 있기 때문에 고가의 맥동 감쇠기를 제거한 상태에서 연료레일 자체적

으로 맥동을 감쇠시킬 수 있는 연구는 미진한 것으로 파악된다.

일반적으로 연료레일은 원형이나 사각형 단면을 가지고 있다. 또한 소재는 저탄소강(low-carbon steel; LCS), 스테인레스 스틸, 알루미늄 및 플라스틱을 사용하고 있다. 최근에는 유해 배출가스 규제법상 문제가 되는 연료의 증발가스가 배출되기 쉬운 플라스틱 소재는 사용하지 않고 있다.^[1]

Fig. 1은 MPI 방식의 returnless 연료 분사 시스템에 대한 연료레일의 일반적인 구성을 나타낸 것이다. 이는 압력맥동 감쇠를 위한 맥동 감쇠기가 포함되어 있는 경우이다. 본 연구에서는 맥동 감쇠기 없이 자체적으로 연료 공급시 압력맥동을 효과적으로 저감시킬 수 있는 연료레일의 개발을 위한 초기 연구로서 연료레일의 체적, 벽두께, 사각단면의 종횡비 및 재질에 따른 오일 해머(oil hammer) 특성, 즉 압력맥동의 폭(peak-to-peak pressure pulsations; P/P)과 압력 변화 주기(pressure change period; PC period) 특성을 해석적으로 고찰하고자 수행하였다. 오일 해머 시뮬레이션은 하나의 인젝터에서만 분사를 하다가 갑자기 닫혔을 때 발생하는 맥동특성을 고찰하는 것이다. 오일 해머 시뮬레이션에서 예측한 압력 변화 주기로 연료를 반복적으로 분사할 경우 압력파들이 중첩되어 맥동 폭이 증폭된다. 따라서 압력맥동의 최대 값은 공진점 즉, 오일 해머 시뮬레이션에서 예측된 압력 변화 주기에 해당하는 엔진 회전수에서 주기적으로 인젝터의 개/폐를 반복할 경우 나타나게 된다. 본 연구에서는 연료레일의 형상별 오일 해머 특성과 아울러 엔진 회전수에 따른 맥동 특성을 고찰하였다.

* 자동차부품연구원, hsheo@katech.re.kr

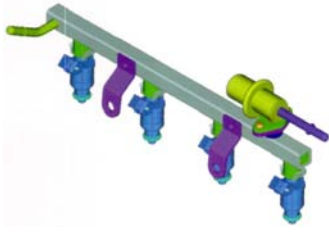


Fig. 1 Typical fuel rail with damper

2. 수치해석

2.1 모델 선정

본 연구에서는 동일한 연료 공급 라인(supply line)과 인젝터(injector)로 이루어진 연료레일 시스템에서 연료레일의 형상 변화에 따른 오일해머 효과, 즉 연료 분사 중의 인젝터가 갑자기 닫혔을 때의 압력맥동 전파 특성을 비교 고찰하고자 하였다. 또한 오일 해머 시뮬레이션에서 예측한 압력 변화 주기로 인젝터의 개/폐를 반복적으로 하였을 경우의 맥동 특성을 고찰하였다. 해석에 적용된 연료레일 시스템의 인젝터 수는 4개이며, 공급 라인의 재질은 Nylon 12이다. 해석에 적용된 모델의 공통된 기본 형상 제원은 Table 1에 나타내었으며, 각 Case별 형상 특성은 Table 2에 나타내었다.

Table 1 Basic geometry specifications of fuel rail system

Supply line length(mm)	2,000	FR length(mm)	310
Supply line diameter(mm)	5	Injector hole no.(ea)	4
Supply line thickness(mm)	0.7	Injector hole diameter(mm)	0.2

Table 2 Geometry characteristics according to each case

Model name	Volume (cm ³)	W × H (mm×mm)	Aspect ratio	Thickness (mm)	Material
Case 1	100.44	18 × 18	1 : 1	0.7	Al
Case 2	"	27 × 12	2.25 : 1	0.7	"
Case 3	"	12 × 27	1 : 2.25	0.7	"
Case 4-1	"	28.42×11.4	2.49 : 1	0.5	Al
Case 4-2				0.7	"
Case 4-3				0.9	"
Case 4-4				1.0	"
Case 4-5				0.7	LCS
Case 5	"	11.4×28.42	1 : 2.49	0.7	Al
Case 6	"	32.4 × 10	3.24 : 1	0.7	"
Case 7	"	10 × 32.4	1 : 3.24	0.7	"
Case 8	69.75	22.5 × 10	2.25 : 1	0.7	"
Case 9	51.58	19.35 × 8.6	2.25 : 1	0.7	"

연료레일의 체적 변화에 따른 압력맥동 해석은 동일한 연료레일의 길이에서 종횡비는 2.25:1로 동일하지만 단면적이 다른 세 가지 모델, 즉 Case 2, Case 8 및 Case 9에 대해서 수행하였다. 동일 체적의 연료레일에서 단면 종횡비에 따른 압력맥동 해석은 Table 2에 나타낸 바와 같이 Case 1 ~ Case 7까지 7가지 경우로 하였다. 여기에서 연료레일의 폭(W)과 높이(H) 방향은 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 인젝터 장착 방향을 높이 방향으로 하였다. 따라서 Case 2와 Case 3, Case 4와 Case 5 및 Case 6과 Case 7은 동일한 직사각 단면이지만 인젝터 장착 위치가 다른 경우이다. 벽두께의 영향은 Case 4의 동일한 단면 형상을 갖는 연료레일에서 벽 두께를 0.5, 0.7, 0.9 및 1.0 mm로 변환시키

면서 수행하였다. 또한 재질에 따른 특성은 Case 4에서 알루미늄과 저탄소강의 두 가지 재질에 대해서만 검토하였다.

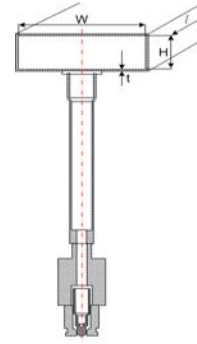


Fig. 2 Basic configuration of analysis model

2.2 FEM 해석

연료레일의 압력맥동 해석에 벽 체적탄성계수(K_w)를 고려하기 위하여 FEM 해석을 수행하였다. 여기서, 벽 체적탄성계수는 식 (4)에 나타낸 바와 같이 연료레일 내부에 작용하는 일정 압력에 대한 벽의 체적변화율과의 관계로 나타낼 수 있다. 벽 체적탄성계수가 작을수록 동일 내압에 대해서 벽의 탄성이 좋아 유체로부터 에너지를 잘 흡수할 수 있어 압력맥동 감소에 유리하다. Table 2에 나타낸 각 Case에 대해서 FEM 모델을 구성하고, 내부 벽면에 압력을 변화시키며 변형을 계산하였다.

2.3 CFD 해석

인젝터의 개/폐에 의해 발생하는 연료 공급 시스템의 압력 파들은 다음 식과 같은 포물선형 편미분 방정식의 형태로 이루어진 일반적인 파동 방정식(wave equation)으로 설명할 수 있다.^{[1]-[4]}

$$\frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \alpha^2 \cdot \Delta^2 P \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \alpha^2 \cdot \Delta^2 u \quad (2)$$

여기서 α 는 유체 내에서의 압력 전파 속도이고, P는 유체 압력 그리고 u 는 유체의 유동 속도를 나타낸다. 벽의 체적탄성을 고려하면 α 는 다음과 같이 표현된다.

$$\alpha = \sqrt{\frac{\partial P}{\partial \rho} \Big|_s} = \frac{\sqrt{1/\rho}}{\sqrt{1/K_f + 1/K_w}} \quad (3)$$

여기서 체적탄성계수, K 는 다음과 같이 정의된다.

$$K = \frac{\Delta P}{\Delta V/V} \quad (4)$$

비정상 유동에서의 유체의 밀도는 다음과 같이 압력과 체적탄성계수와의 관계식으로 나타 낼 수 있다.

$$\rho = \rho_{ref} \frac{1}{1 - \frac{P - P_{ref}}{K}} \quad (5)$$

연료레일의 오일해머 특성을 해석하기 위해 범용 해석코드인

FLUENT6.2를 사용하였으며, 유동장의 각 셀에서의 밀도 및 압력전과 속도는 UDF(user define function)로 구성하였다. 해석에서는 유체의 체적탄성계수(K_f)만을 고려한 경우와 연료레일의 벽 체적탄성계수(K_w)까지 고려한 경우에 대해서 수행하였으며, 이를 통해 단면 형상에 의한 유동 패턴과 K_w 중 맥동 특성에 보다 지배적인 영향을 미치는 요인을 동시에 파악하고자 하였다.

유체는 가솔린으로 하였으며, 가솔린의 체적탄성계수는 1.3 GPa로 하였다. 또한 표준대기압에서의 밀도 기준값인 ρ_{ref} 는 730 kg/m^3 , 점도는 $0.000467 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ 로 하였다.

난류모델은 표준 $\kappa - \epsilon$ 모델을 적용하였으며, 압력과 속도의 연계 문제는 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였다. 대류항의 처리 방법은 power law scheme을 사용하였다. 경계조건으로는 입구 압력을 350 kPa로 하였고, 인젝터 출구는 분사시에는 0 bar로 하였고, 단혔을 경우는 벽 처리를 하였다. 엔진 회전수별 압력맥동 시뮬레이션에서 인젝터가 열리는 기간, 즉 분사기간은 2 ms, 3 ms 및 4 ms로 하였다. 비정상 유동 해석에서의 시간 간격(dt)은 50 μs 로 하였다.

Fig. 3은 연료레일의 오일 해머 특성을 해석하기 위한 격자생성 모델이다. 해석 모델은 1/2 대칭 조건(symmetry condition)으로 하였고, 총 격자수는 100만 개 정도이다. 결과에서 나타낸 모든 압력맥동의 모니터링은 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 연료레일에서 50 mm 떨어진 공급 라인 쪽 단면에서 평균값으로 하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 벽 체적탄성 계수

Table 3은 FEM 해석을 통하여 계산된 각 Case별 연료레일의 K_w 값이다. 우선 동일한 종횡비에서 체적이 서로 다른 Case 2, Case 8 및 Case 9를 보면 체적이 증가할수록 K_w 가 감소함을 알 수 있다. 또한 동일 체적에 대해서는 종횡비가 클수록 벽 두께가 얇을수록 그리고 저탄소강보다는 알루미늄의 경우가 K_w 가 감소함을 알 수 있다. 동일 사각단면에서 인젝터의 장착위치를 달리 장착하는 경우에는 K_w 값이 거의 차이를 보이지 않았다.

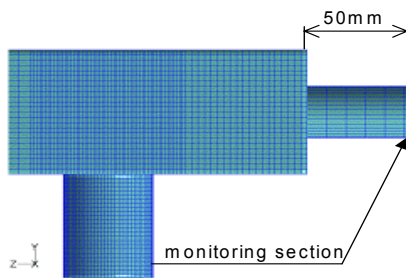


Fig. 3 CFD mesh for fuel rail CFD analysis

Table 3 Computational Results of wall bulk modulus

Case	1	2	3	4-1	4-2	4-3	4-4
K_w (GPa)	4.07	0.21	0.2	0.0217	0.16	0.67	1.2
Case	4-5	5	6	7	8	9	
K_w (GPa)	1.22	0.15	0.078	0.076	0.59	1.39	

3.2 형상별 오일해머 특성

Fig. 4는 Case 2의 오일해머 시뮬레이션을 통한 유체의 압력맥동 파형을 나타낸 것이다. 이 경우의 압력맥동의 최대 폭은 58.3 kPa이고, 압력변화 주기는 45.6 ms이다. Table 4는 Case별로 K_w 를 고려한 경우(#1)와 그렇지 않은 경우(#2)의 압력맥동의

최대 폭과 압력변화 주기를 나타낸 것이다. 단, Case 4는 벽두께 0.7 mm의 알루미늄 재질의 경우이다. K_w 를 고려할 경우에 압력맥동의 폭은 현저히 떨어지고 있고, 이 차이는 K_w 가 작을수록 크게 나타나고 있다. K_w 가 4.07 GPa로서 K_f 보다 높은 Case 1의 경우가 K_w 의 고려 유, 무에 따른 압력맥동의 최대 폭 차이가 약 28.6%로 가장 작고, 종횡비가 큰 Case 6의 경우는 69% 정도로 큰 차이를 보이고 있다. 또한 압력변화 주기도 K_w 를 고려할 경우 크게 증가하고 있음을 알 수 있다.

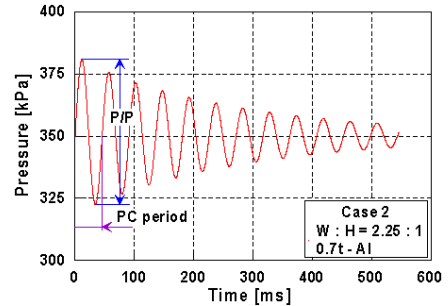


Fig. 4 Result of oil hammer simulation for case 2

Table 4 P/P and PC period of each case

Case		1	2	4	6	8	9
#1	P/P(kPa)	102.9	58.3	52.6	37.8	90.2	105.0
	PC(ms)	24.7	45.6	51.3	69.4	28.3	22.1
#2	P/P(kPa)	144.1	139.1	126.4	121.9	163.9	191.9
	PC(ms)	18.2	18.3	20.7	21.2	14.7	12.8

동일 종횡비(2.25:1) 및 동일 길이의 연료레일에서 연료 압력맥동 감소에 대한 체적 효과를 Fig. 5에 나타내었다. 체적 51.58 cm^3 보다 69.75 cm^3 인 경우가 압력맥동의 최대 폭이 14.1% 감소하였고, 100.44 cm^3 인 경우는 44.5%까지 감소하였다. 반면 체적은 각각 35.2%, 94.7% 증가하였다. 따라서 체적 효과는 그다지 좋다고 할 수 없다. 압력변화 주기는 체적 변화에 선형적으로 비례함을 알 수 있다(Fig. 6 참조).

체적이 100.44 cm^3 로 동일하고 벽 두께 0.7 mm의 알루미늄 재질에 대한 연료레일의 압력맥동 감소에 대한 단면 종횡비의 효과를 Fig. 7에 나타내었다. 정사각 단면의 연료레일보다는 직사각 단면 연료레일의 압력맥동의 최대 폭이 훨씬 작게 나타나고 있으며, 종횡비가 클수록 그 효과는 증가함을 알 수 있다. Case 2와 3, Case 4와 5 및 Case 6과 7에서 알 수 있는 바와 같이 같은 사각 단면 형상에서 인젝터 장착위치에 따른 효과는 없다고 판단된다. 정사각 단면의 연료레일보다는 Case 6의 종횡비 3.24:1의 경우는 압력맥동의 최대 폭이 63.6%까지 감소하였다. 따라서 체적 효과보다는 동일 체적에서 종횡비를 다르게 하는 것이 더 효과적임을 알 수 있다. 또한 동일 체적의 연료레일에서 압력변화 주기는 사각단면의 둘레길이에 선형적으로 비례함을 알 수 있다(Fig. 8 참조). 바꾸어 말하면 연료레일의 길이는 동일하기 때문에 압력변화 주기는 연료레일의 표면적에 선형적으로 비례한다고 볼 수 있다.

동일 형상의 연료레일에서 벽두께 및 재질에 따른 압력맥동의 최대 폭을 나타낸 Fig. 9를 보면 동일 재질에서 벽 두께를 50% 감소시킬 경우 압력맥동의 최대 폭은 77%까지 감소하였다. 또한 벽두께 0.7 mm의 저탄소강 연료레일과 벽두께 1.0 mm의 알루미늄 연료레일의 압력맥동 최대 폭은 거의 동일하게 나타나고 있으며, 동일 벽 두께에서는 탄성이 좋은 알루미늄 재질이 압력맥동 감소 효과가 더 큼을 알 수 있다.

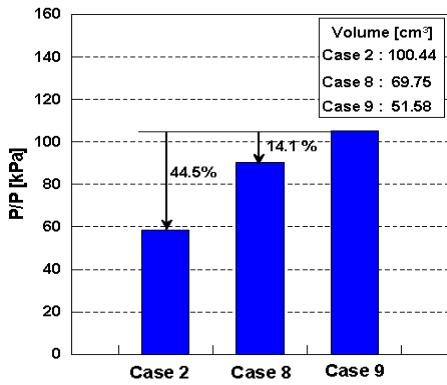


Fig. 5 Fuel rail volume effect on P/P

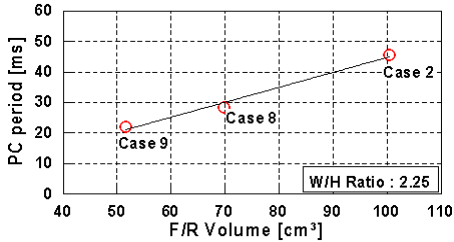


Fig. 6 Fuel rail volume effect on PC period

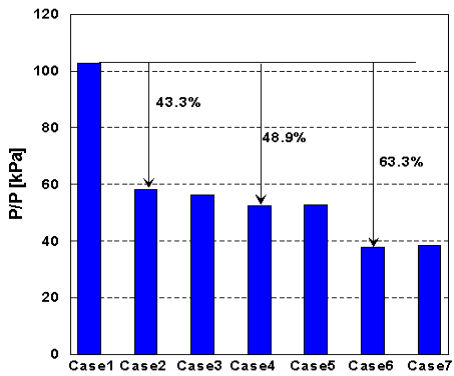


Fig. 7 Aspect ratio effect on P/P

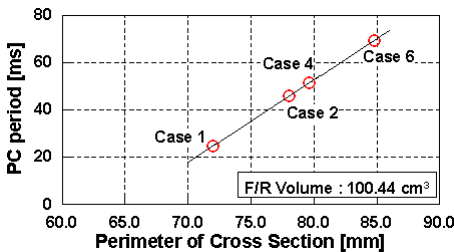


Fig. 8 Perimeter of cross section effect on PC period

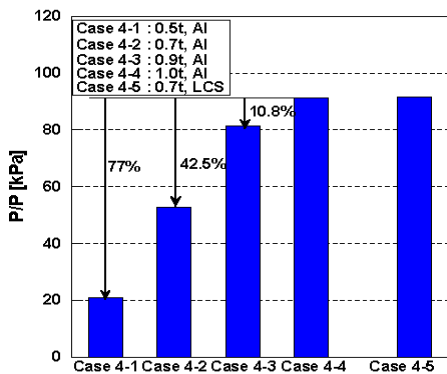


Fig. 9 Wall thickness and materials effect on P/P

Fig. 10은 벽 두께에 따른 압력변화 주기의 영향을 나타낸 것이다. PC_0/PC 는 $(t/t_0)^2$ 와 2차 함수의 관계를 보이고 있다. 인젝터의 개/폐에 의해 발생하는 압력변화 주기는 엔진 공명 회전수, 즉 압력맥동의 피크 값이 나타나는 엔진 회전수를 결정짓기 때문에 중요한 문제가 된다. 엔진 회전수에 따라 압력맥동 피크 값이 급격히 변화할 때에는 ECU에서 분사주기를 적절히 제어하지 못할 수 있어 공연비에 악 영향을 미칠 수 있다.^[2] 따라서 연료레일의 압력변화 주기를 엔진의 상용 회전수와 중첩되지 않도록 연료레일을 설계한다는 관점에서는 매우 중요한 설계 목표가 된다. 즉 최고 압력맥동이 발생하는 엔진 회전수가 아이들 부근이라면 압력변화 주기는 아이들 이하가 되도록 연료레일 시스템을 설계해야 할 것이다.

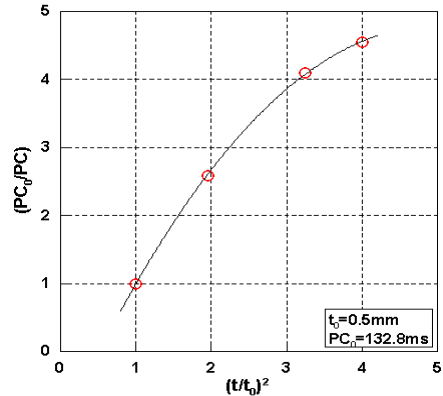


Fig. 10 Wall thickness effect on PC period

3.3 분사주기에 따른 맥동 특성

공진점에서의 맥동 시뮬레이션을 해석적으로 접근 하는 경우는 오일 해머 시뮬레이션을 통해 공진 회전수를 찾고, 이 엔진 회전수로 인젝터 개/폐를 반복할 경우의 맥동 시뮬레이션을 수행하는 것이 빠르다. 오일 해머 시뮬레이션에서 나타나는 압력 변화 주기와 엔진 회전수와의 관계는 다음과 같다.

$$rpm = \frac{60 \times 2}{PC \times n} \quad (6)$$

여기서 n은 인젝터의 수이다.

Case 2에 대한 엔진 회전수별 압력 맥동 특성을 나타낸 Fig. 11~13을 보면 공진 회전수, 658 rpm에서는 맥동이 계속 증폭하다가 어느 시점부터는 약 150 kPa에서 더 이상 증폭되지 않는 것을 알 수 있다. 이는 유체도 어느 정도의 압축률을 가지고 있고, 벽도 완전 강체가 아니라 어느 정도의 탄성을 가지고 있기 때문이다. 또한 Fig. 12~13에 나타낸 바와 같이 공진 회전수 이외에서는 맥동이 감소하는 양상을 보이고 있고, 공진 회전수에서 멀어질수록 맥동 감소폭이 커지고 있음을 알 수 있다. 그림에서 알 수 있듯이 인젝터 4개에서 나타나는 서로 다른 압력 파들의 상호작용에 따라 맥동 특성은 다양한 패턴을 보여주고, 이러한 특성은 시간 함수가 지배적임을 알 수 있다.

Fig. 14는 공진 회전수 658 rpm에서 분사 기간을 2 ms, 3 ms, 4 ms로 변화시킬 경우의 맥동특성을 비교하여 나타낸 것으로 동일 회전수에서 분사 기간이 클수록 맥동 크기가 증가하는 경향을 보여주고 있다. 즉, 맥동은 인젝터 노즐이 열린 구간 동안 발생하는 운동에너지가 닫혔을 때 압력에너지로 변환되어 관 내부에서 탄성파가 발생하여 나타나고, 이에 따라 분사 기간이 클수록 압력에너지로 변환되는 운동에너지가 증가하기 때문이다.

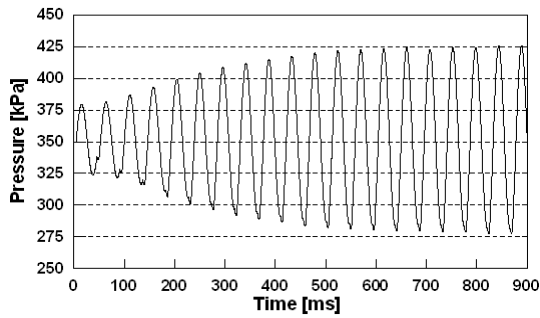


Fig. 11 Pressure pulsations at 658 rpm and 4ms injection period

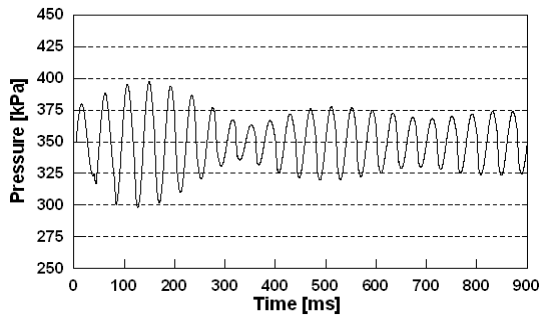


Fig. 12 Pressure pulsations at 750 rpm and 4ms injection period

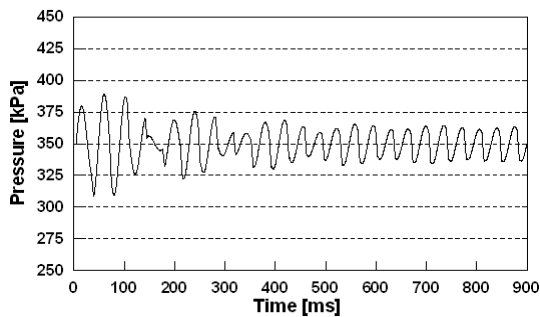


Fig. 13 Pressure pulsations at 850 rpm and 4ms injection period

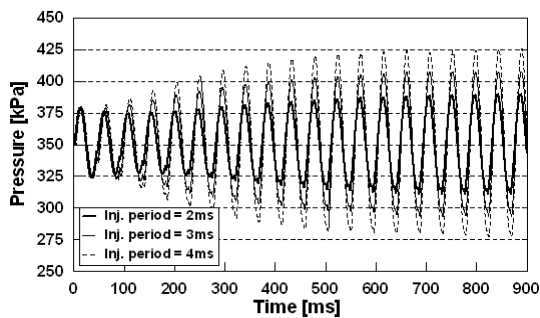


Fig. 14 Comparison of pressure pulsations at 658 rpm with respect to injection period

4. 결론

기존의 자동차 연료레일에 장착되던 고가의 맥동 댐퍼를 제거하여 자체적으로 연료 압력맥동을 저감시키거나 압력맥동 주기를 엔진의 상용 회전수 범위 밖으로 설계, 개발하기 위한 기초 연구를 수행하였다. 본 연구를 통해 얻은 결론을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 연료레일의 압력맥동 시뮬레이션에서 벽 체적탄성계수, K_w 의 고려 여부에 따라 압력맥동의 최대 폭 및 압력변화 주기에 상당한 차이를 보였다.
- 2) 연료레일의 체적이 클수록 압력맥동은 감소하지만 압력맥

동의 감소율보다 체적 증가율이 더 크게 나타나 압력맥동 감소에 체적 효과는 다른 설계 인자의 영향 보다는 좋다고 볼 수 있을 것으로 판단된다.

3) 연료레일의 체적, 벽 두께 및 재질이 동일할 경우 직사각형 단면의 중형비가 클수록 압력맥동 감소에 매우 효과적임을 알 수 있었다.

4) 동일한 형상의 연료레일에서 벽 두께만을 달리할 경우 벽 두께에 의한 압력맥동 감소 효과는 매우 크게 나타나고 있으며, 저 탄소강보다는 탄성이 좋은 알루미늄 재질의 경우 이 효과는 훨씬 크게 나타났다.

5) 공급 라인 및 연료레일의 길이가 동일할 경우 연료레일의 체적, 중형비, 벽 두께 및 재질에 따라서 압력변화 주기는 압력맥동이 작을수록 증가하였다.

6) 공급 라인 및 연료레일이 동일한 길이에 대해서 압력변화 주기는 단면의 둘레 길이 즉, 연료레일의 표면적에 선형적으로 비례 증가하였다.

7) 연료레일의 벽 두께에 대해서는 PC_0/PC 는 $(t/t_0)^2$ 의 2차 함수 관계로 나타남을 알 수 있었다.

8) 4개의 인젝터의 개/폐를 반복할 경우, 오일 해머 시뮬레이션에서 예측된 공진 회전수에서 압력 맥동이 가장 크게 나타나고 공진 회전수에서 멀어질수록 맥동 감소 폭이 증가하였다. 이와 같이 서로 다른 압력파들의 상호작용이 이루어지는 경우 맥동은 시간 함수가 지배적임을 알 수 있었다.

9) 인젝터 분사 기간이 클수록 닫혔을 때 압력 에너지로 변환되는 운동 에너지가 크기 때문에 압력 맥동 또한 커짐을 알 수 있었다.

참고문헌

- [1] K. Mizuno, S. Usui, I. Imura, T. Ogata, H. Tsuchiya and Y. Serizawa, "Fuel Rail with Integrated Damping Effect", SAE 2002-01-0853, 2002.
- [2] T. Ogata, Y. Serizawa, H. Tsuchiya, K. Hayashi and K. Mizuno, "Further Pressure Pulsation Reduction in Fuel Rails", SAE 2003-01-0407, 2003.
- [3] S. F. Wu, Q. Hu, S. Stottler and R. Raghupathi, "Modeling of Dynamic Response of an Automotive Fuel Rail System, Part I: Injector", Journal of Sound and Vibration 245, pp.801-814, 2001.
- [4] S. F. Wu, Q. Hu, S. Stottler and R. Raghupathi, "Modeling of Dynamic Response of an Automotive Fuel Rail System, Part II: Entire System", Journal of Sound and Vibration 245, pp.815-834, 2001.
- [5] M. E. Cortese, "A Study of Rail Pressure Variation for Various Fuel Injectors on a Simple Rail Design Over the Engine Operation Range", SAE 2004-01-2937, 2004.
- [6] C. D. Rakopoulos and D. T. Hountalas, "A Simulation Analysis of a DI Diesel Engine Fuel Injection System Fitted with a Constant Pressure Valve", Energy Convers. Mgmt, Vol. 37, No. 2, pp.135-150, 1996.
- [7] J. L. Chen and W. C. Yang, "Pressure Pulsation and Fuel Injection Noise of a Fuel Delivery System - Applications Fuel Net", SAE 981416, 1998.
- [8] K. H. Nam, S. B. Park, M. H. Sunwoo, "Dynamic Model of an HSDI Common-rail Injector and Injection Rate Estimate", KSAE, Vol. 11, No. 5, pp.43-49, 2003.