

동해석을 이용한 연료펌프의 캠 형상 설계

이봉호* · 이부윤** · 김원진†

(원고접수일 : 2005년 10월 24일, 심사완료일 : 2005년 12월 9일)

Cam Profile Design of a Fuel Pump Using Dynamic Analysis

Bong-Ho Kim* · Boo-Youn Lee** and Won-Jin Kim†

Abstract : This work focuses on reducing the noise and vibration levels of an LPi fuel pump, which are generated from the dynamic motions of pump elements and non-uniform flow of fuel. The noise and vibration levels increase as the revolution speed of the cam goes up. The fuel pump consists of five cavity cells, plungers and diaphragms, which are driven by the cam. The optimal design of the cam profile is performed to decrease the accelerations of moving parts and to obtain a smooth hydraulic force through a dynamic analysis of a cam-plunger mechanism. The cam-plunger with a cavity is modeled as a 2 degrees of freedom system having non-linear contacts, the cam profile being represented in terms of Fourier series in order to determine the optimal shape of the cam. From the optimized cam profile, the acceleration of the diaphragm is reduced in 78 %, the hydraulic force becoming smoother in case that the hydraulic force is rapidly dropped.

Key words : Displacement type pump(용적형 펌프), Fuel pump(연료펌프), Dynamic analysis(동해석), Fourier series(푸리에 급수), Optimal cam profile(최적의 캠 형상)

1. 서 론

최근 환경규제가 강화됨에 따라 배출되는 유해 배기가스를 저감하면서 상대적으로 높은 출력을 갖는 차량의 개발이 요구되고 있다. 그 일환으로 액상분사(LPi: liquified propane injection)방식을 도입한 LPG엔진이 개발되었다. 액상분사 방식은 흡기관에 LPG연료를 액체상태로 분사하기 때문에 흡기온도가 낮고 연료의 밀도 향상에 의하여

체적효율을 상승시킬 수 있다. 따라서 기존의 혼합 방식(mixer type)보다 높은 연비와 출력을 얻을 수 있는 장점을 가지고 있다. 그러나 혼합 방식의 LPG엔진은 연료탱크 내부 압력을 사용하여 연료를 기체 상태로 공급하므로 연료펌프가 필요 없는 데 반하여 LPi방식은 액체로 분사하기 위하여 연료공급을 할 때 엔진의 연료탱크 내에서 펌프를 사용하여 압력을 가해 주어야 한다. 따라서 연료탱크 내에 설치되는 연료펌프가 또 다른 진동과 소음 원

* 계명대학교 대학원 기계공학과

** 계명대학교 기계자동차공학부

† 책임저자(계명대학교 기계자동차공학부), E-mail: wjkim@kmu.ac.kr, Tel: 053)580-5265

인이 되며, 이를 저감하기 위한 대책이 필요하다. 일차적으로 흡차음재를 이용한 소음과 진동의 전달 경로의 차단^[1]에 의하여 상당한 저감효과를 얻을 수 있지만, 연료펌프의 보다 정숙한 작동을 위해서는 연료펌프 자체 부품의 진동 및 유체 맥동 등에 대한 연구가 필요하다. 본 연구에서는 연료펌프의 부품요소에 대한 진동을 저감하기 위하여 펌프 요소를 비선형 접촉을 갖는 2 자유도 계로 모델링하고, 다이어프램(diaphragm)의 가속도를 저감할 수 있는 캠을 설계하였다. 기존의 관련 연구로서는 캠의 형상과 종동자 운동에 대한 기본적인 연구^{[2],[3]}가 있고, 자동차용 캠-밸브 시스템의 OHC(overhead cam)형^{[4],[5]}을 비롯한 캠-밸브 기구에 대해서는 동적으로 모델링하고 캠 형상을 최적화하는 연구^{[6],[7]}가 많이 진행되어 왔다. 연료펌프의 캠 형상의 설계에 있어서는 이러한 연구와는 달리 유체의 유압(hydraulic pressure) 및 체크 밸브(check valve)의 작동 등에 대한 추가적인 고려가 필요하다.

2. 펌프의 모델링

연료펌프로 사용되는 용적형 펌프의 구조는 Fig. 1에서와 같은 용적 셀(cell)이 캠의 둘레를 따라 5개가 배치되어 있다. 각 셀은 양단에 유체의 흐름을 단속하는 체크 밸브, 캠의 형상 입력을 전달하는 플런저(plunger), 플런저와 다이어프램의 접촉을 유지할 수 있게 하는 복원 스프링으로 구성된다. 다이어프램은 캠의 회전에 의하여 상승하여 연료를 배출하고 복원 스프링에 의해 하강하여 연료를 흡입하는 역할을 한다. 즉 펌프 기구의 왕복운동에 의하여 연료를 연료탱크에서 정압기(regulator)를 통하여 인젝터까지 배송할 수 있다. Fig. 2는 연료탱크로부터 펌프를 통한 정압기까지의 연료 흐름을 나타낸 것이다. Fig. 2에서 다이어프램의 상단에 작용하는 유압은 캠의 회전각도에 따라 변화하게 된다. 캠의 상승이 없는 초기 상태에서는 양단의 체크 밸브가 닫혀 있고, 캠의 변위에 따라 유압이 상승하게 된다. 유압이 상승하다가 일정 압력 이상이 되면 배출단의 체크 밸브가 열리며, 펌프에 있는 연료가 정압기로 배출된다. 이 때 유압은 더 이상 상

승하지 않으며, 일정 압력을 유지한다. 캠이 최고점에서 귀환하는 시점에서는 순간적으로 출구단의 밸브가 닫히고, 양단의 밸브가 모두 닫힌 상태에서 공동 내에 급속한 유압강하가 발생하게 된다. 이러한 유압의 급속강하가 발생하면 펌프 내에 캠 기구의 요소에서 높은 가속도가 유발되므로, 진동 소음 측면에서 나쁜 영향을 미치게 된다. 이러한 급속한 유압강하는 캠의 최대 변위점, 노즈(nose)를 지난 직후 시점에서 발생한다. 그리고 캠의 귀환운동에 의해 유압이 떨어지면 입구단의 체크 밸브가 열리고 연료탱크 내의 연료가 펌프 안으로 유입된다. 이런 과정을 반복하면서 연료 탱크에서 정압기까지 연료를 배송하게 된다.

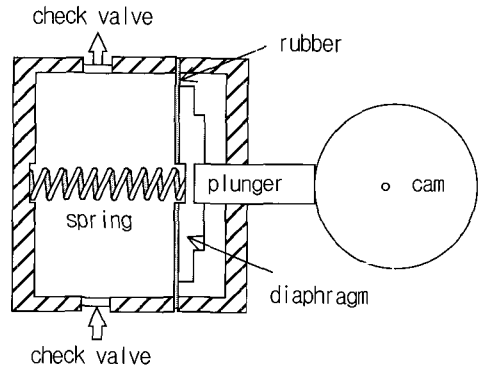


Fig. 1 Schematic of fuel pump cell

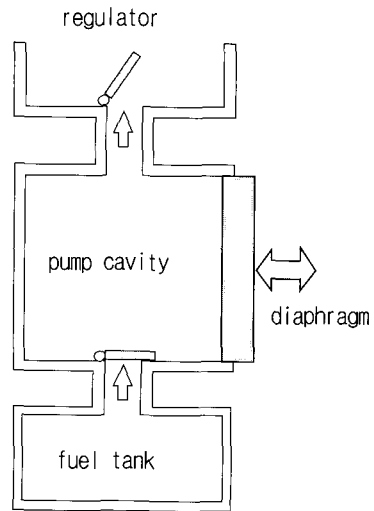


Fig. 2 Flow of fuel

용적형 펌프에서 5 개의 셀은 구조가 동일하고 캠의 일회전에 대하여 각 셀이 한번씩 작동하므로 하나의 셀을 대상으로 동해석 모델을 수립하고 동해석을 수행하였다. 동해석 모델링에 있어서는 다이어프램과 플런저의 질량을 분리하여 Fig. 3에서와 같은 2 자유도 진동계로 모델링하였다^{[4],[5]}. 주어진 모델에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 M_d \ddot{x}_d &= -F_y - F_o - K_s x_d - C_s \dot{x}_d \\
 &\quad - K_{c1} (x_d - x_p) - C_{c1} (\dot{x}_d - \dot{x}_p) \\
 M_p \ddot{x}_p &= -K_{c1} (x_p - x_d) - C_{c1} (\dot{x}_p - \dot{x}_d) \\
 &\quad - K_{c2} (x_p - x_c) - C_{c2} (\dot{x}_p - \dot{x}_c)
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

여기서 x_d, x_p : Displacements of diaphragm and plunger

M_d, M_p : Masses of diaphragm and plunger

K_s, C_s : Stiffness and damping of restoring spring

K_{c1}, K_{c2} : Contact stiffness

C_{c1}, C_{c2} : Contact damping

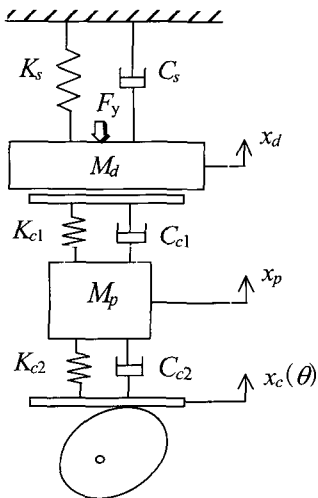


Fig. 3 Dynamic model of pump cell

모델링에 있어서 다이어프램 고무의 강성은 무시하고, 복원 스프링의 초기 장착력(F_o)을 포함한 복원 스프링력과 다이어프램 상단에 작용하는 유압을 외력으로 고려하였다. 다이어프램과 플런저, 플런

저와 캠의 접촉부에 대한 강성은 Hertz의 접촉 이론^[8]을 이용하여 근사적으로 계산하였다. 즉 다이어프램과 플런저 사이는 면 접촉을 하므로 접촉 하중과 변형 관계는 다음과 같다.

$$y = \frac{P(1-\nu^2)}{2RE}
 \tag{2}$$

여기서 P : Contact force

E, ν : Young's modulus and Poisson's ratio

R : Radius of plunger

플런저와 캠이 접하는 부위는 곡면으로 되어 있고, 두 요소는 선 접촉을 한다. 따라서 다음과 같이 접촉력(P)과 변형량(y) 사이의 관계를 나타낼 수 있다.

$$y = \left\{ \frac{4p(1-\nu^2)}{\pi E} \left(\frac{1}{3} + \ln \frac{2D}{b} \right) \right\} / 2
 \tag{3}$$

여기서 $b = 2.15 \sqrt{\frac{pd}{E}}$, $p = \frac{P}{L}$

L : Contact length

D : Diameter of cam

이상의 식 (2)와 (3)으로부터 사용 하중 구간에서 하중과 변형량 값을 일차식으로 커브 피팅 (curve fitting)하여 접촉 강성계수를 근사적으로 구하였다. 감쇠계수는 유체에 잠겨 있는 복원스프링의 감쇠비를 10 %로, 접촉 부분의 감쇠비를 2 %로 가정하여 산정하였으며, 이상의 모델링 과정에서 도출된 주요 모델 변수를 정리하면 Table 1과 같다.

Table 1 Model parameters

parameter	value	parameter	value
M_d	2.247 g	M_p	2.143 g
K_s	890 N/m	C_s	0.282 N-s/m
K_{c1}	8×10^6 N/m	C_{c1}	5.36 N-s/m
K_{c2}	2×10^7 N/m	C_{c2}	8.48 N-s/m

한편 접촉력(P)은 요소 사이에 작용하는 압축력을

나타내며, 항상 양의 값을 갖고 0인 경우에는 점핑(jumping)이 발생한 경우이다. 플런저의 양단에서는 다음과 같이 다이어프램과의 접촉력(F_{dp})과 캠과의 접촉력(F_{pc})이 작용한다.

$$\begin{aligned} F_{dp} &= K_{c1}(x_p - x_d) + C_{c1}(\dot{x}_p - \dot{x}_d) \\ F_{pc} &= K_{c2}(x_c - x_p) + C_{c2}(\dot{x}_c - \dot{x}_p) \end{aligned} \quad (4)$$

펌프의 공동 내의 유압에 의하여 다이어프램의 상단에 작용하는 집중력의 크기는 유압과 수압면적을 고려하여 계산하였으며, 다음과 같이 네 단계로 구분하여 모델링하였다.

i) 양단의 체크 밸브가 닫힌 상태에서 캠의 변위가 상승하는 경우: $F_y = Kx_d$

여기서 F_y : Force applied on diaphragm

K : Stiffness of fuel

ii) 입구단은 닫히고 출구단은 열린 상태에서 캠이 상승하는 경우: $F_y = 68.0$ (실측 결과 $F_y \geq 68$ N으로 나타났다.)

iii) 양단의 체크 밸브가 닫힌 상태에서 캠이 하강하는 경우: $F_y = 68.0 - F_d - K(x_{d_{max}} - x_d)$

여기서 F_d : Rapid drop of hydraulic force

$x_{d_{max}}$: Maximum displacement of diaphragm

iv) 입구단은 열리고 출구단은 닫힌 상태에서 캠이 하강하는 경우: $F_y = 0$

기존의 캠은 편심량(e)을 갖는 편심 캠이므로 종동자의 변위(x_c)가 다음과 같이 각도 θ 의 함수로 표현된다.

$$x_c(\theta) = e - e \cos \theta \quad (5)$$

본 연구에서는 경계조건을 만족하면서 개선된 캠의 설계에 용이한 푸리에 캠을 도입하여 각 요소(플런저, 다이어프램)의 가속도를 최소화하고 유연한 유압 곡선을 갖도록 캠 형상을 설계하였다. 즉 최적의 동적인 특성을 나타내는 다음 식의 푸리에 계수 a_n 과 b_n 을 결정하였다^[6].

$$x_c(\theta) = \sum_{n=0}^k a_n \cos n\theta + \sum_{n=1}^l b_n \sin n\theta \quad (6)$$

본 연구에서 푸리에 계수는 캠의 개선 형상을 충분히 묘사할 수 있도록 10차 항까지 고려하였다.

3. 캠 형상의 최적 설계

일반적으로 캠은 기구학적 해석과 동역학적 해석을 이용하여 설계하게 된다. 기구학적 해석 측면에서는 다이어프램, 플런저, 복원 스프링으로 이루어진 펌프 기구가 원하는 캠 변위 곡선을 잘 추종하도록 하는 것이 목적이다. 이러한 기구학적 해석 이외에도 캠의 고속회전 상태에서 캠 기구 요소의 동적 거동을 평가하기 위해서 캠과 플런저, 플런저와 다이어프램, 다이어프램과 복원 스프링 사이에 작용하는 힘의 크기와 형태를 고려하는 동역학적 해석이 필요하다. 캠 기구 요소 사이에 작용하는 힘은 다이어프램과 플런저 사이에 작용하는 작동 부하와 관성력, 펌프 기구 접촉부에서 작용되는 접촉력, 캠과 플런저 사이에 작용하는 마찰력 등이 있다.

이 중 고속 운전시 문제가 되는 관성력과 접촉력은 캠-펌프 기구의 과도한 마모와 펌프에 발생하는 진동과 소음의 원인이 된다. 따라서 관성력과 접촉력 변화를 줄이기 위해서는 펌프 기구에 작용되는 가속도의 레벨을 저감하도록 캠을 설계하는 것이 중요하다. 본 연구에서는 캠 형상의 최적설계를 위하여 유압의 변화에 직접적으로 영향을 주는 다이어프램의 가속도를 최소화하는 데 주안점을 두고자 한다. 캠의 최대 상승 변위를 고려하여, 시작점과 끝점 및 최대 변위점을 캠이 지나도록 하는 캠 형상을 설계하고자 한다. 시작점과 끝점 및 최대 변위점 일 때 캠의 속도는 캠의 유연한 형태를 고려하여 0의 값을 가지도록 하였다.

캠 형상 최적설계 문제에 있어서 목적함수(F)는 주어진 캠의 변위, 속도에 대한 구속조건과 다이어프램의 가속도에 대한 크기를 조합하여 다음과 같이 정의하였다^[6].

$$\begin{aligned} F &= c_1 \sum_i (x_c(\theta_i) - x_{ci})^2 \\ &+ c_2 \sum_i (v_c(\theta_i) - v_{ci})^2 + c_3 \int_0^{2\pi} \ddot{x}_d^2 d\theta \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 x_c, v_c : Displacement and velocity of cam

x_{ci}, v_{ci} : Displacement and velocity constraints at given points

c_1, c_2, c_3 : Weighting coefficients

위의 식에서 첫 번째 항은 캠의 변위를 구속하는 조건으로서 지정된 점, 즉 시작점, 끝점, 최대 변위 점에서의 캠 변위의 오차를 나타낸다. 두 번째 항은 캠의 속도에 대한 구속조건으로서 착지 속도, 캠 운동의 대칭성 등에 관계된다. 일반적으로 캠 기구에서 속도 제한 조건은 착지점 최대 캠 변위 점에서 0이 되도록 부과된다. 세 번째 항은 가장 중요한 항으로 다이어프램의 가속도를 최소화하기 위하여 도입된 항이다. 가중계수는 초기의 변위와 속도, 가속도항을 고려하여 Table 2와 같이 정의하였다. 수치적 최적화를 위하여 함수 값을 서로 비교하면서 안정되게 목적함수를 최소화하는 IMSL의 폴리토프법(polytope method)^[9]을 사용하였다.

Table 2 Weighting coefficients

c_1	c_2	c_3
1.0×10^{11}	1.0×10^6	1.0×10^{-2}

4. 해석 결과

캠이 정점을 지난 직후에 유압의 급속강하가 없는 경우와 유압의 급속 강하가 존재하는 경우, 두 가지의 조건에 대하여 캠의 최적화 작업을 수행하였다. 먼저 유압의 급속강하가 없는 상태에서 캠을 최적화하고, 기존 캠과 개선된 캠에서의 캠 변위, 다이어프램 상단의 유압 변화, 다이어프램의 가속도를 각각 비교하였다. Fig. 4는 기존 캠과 개선된 캠의 변위를 비교한 것으로 형상이 거의 비슷함을 알 수 있다.

Fig. 5는 다이어프램 상단의 유압 변화를 나타낸 것으로, 기존과 개선된 캠의 차이는 크지 않으나 상대적으로 개선된 캠의 유압이 빨리 상승함을 알 수 있다. Fig. 6은 다이어프램의 가속도를 비교한 결

과로서 유압이 상승 또는 감소하다가 일정하게 되기 시작하는 각도(Fig. 5의 위치 A와 B)에서 가속도 피크 값이 개선됨을 알 수 있다.

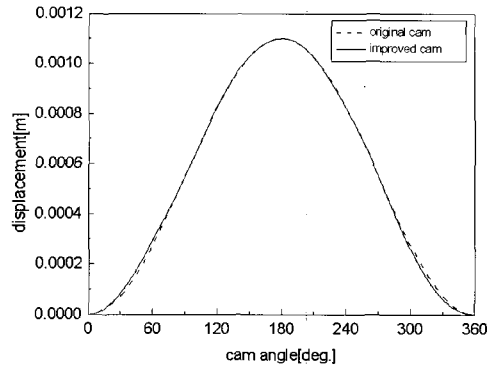


Fig. 4 Displacements of cam

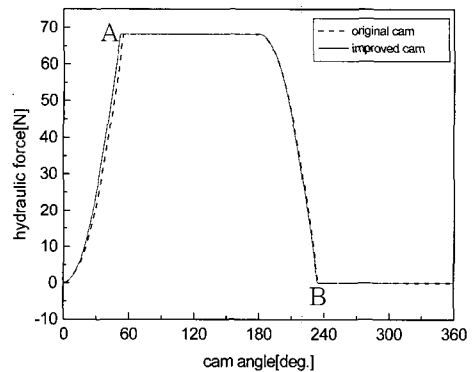


Fig. 5 Hydraulic forces on the upper part of diaphragm

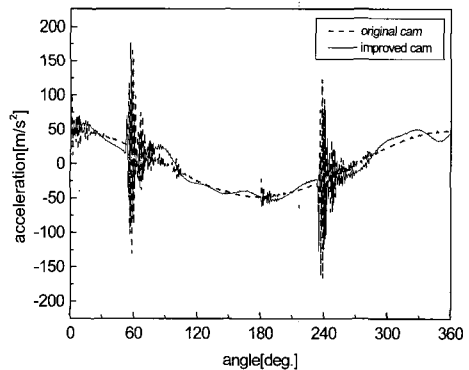


Fig. 6 Accelerations of diaphragm

Table 3 The values of objective terms and function

terms cam	1st [m ²]	2nd [m ² /s ²]	3rd [m ² /s ⁴]	objective function
original	7.0×10^{-15}	7.92×10^{-6}	6.66×10^5	6671
improved	1.49×10^{-13}	1.38×10^{-5}	5.67×10^5	5692

Table 3은 기존과 개선된 캠의 목적함수의 각 항들 비교한 것으로 기존의 캠과 마찬가지로 개선된 캠에서도 변위 및 속도의 구속조건을 잘 만족함을 알 수 있고, 캠의 가속도에 있어서는 15 % 정도 감소했음을 알 수 있다.

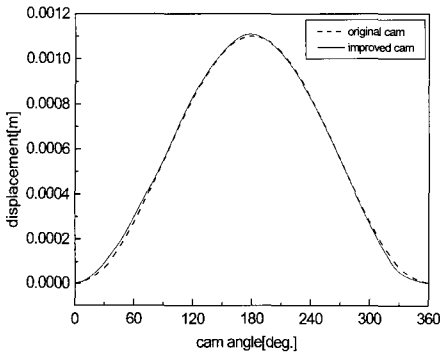


Fig. 7 Displacements of cam in the condition of a rapid pressure drop

그리고 캠이 정점을 지난 직후에 유압의 급속 강하가 존재하는 조건에 대하여 캠-플런저 기구 요소의 가속도 증가 현상을 방지할 수 있는 캠 형상을 도출하기 위한 최적화를 추가로 수행하였다. 이 때 유압의 급속 강하량은 전체 압력의 4.4 % 변화에 해당되는 3 N으로 가정하였다. Fig. 7은 기존의 캠과 유압 급속강하 발생시 개선된 캠의 변위를 비교한 것으로 기존의 캠 변위보다 개선된 캠 변위가 상대적으로 빨리 상승하며, 개선된 캠의 최대 변위점이 기존의 캠에 비하여 조금 더 상승함을 알 수 있다. Fig. 8은 유압의 급속강하 발생시 기존과 개선된 캠의 다이어프램 상단의 유압변화를 비교한 것으로, 기존의 캠은 유압의 급속강하가 발생하는 부분이 있지만 개선된 캠은 급속강하가 발생하는 부분에서 캠의 형상 변화에 의해 보상되어 급속강하가 없어짐을 알 수 있다. Fig. 9는 다이어프램의 가속도를 비교한 결과로서, 기존의 캠을 사용하는

경우에 있어서는 유압의 급속강하가 있는 부분에서 가속도가 매우 높지만 개선된 캠을 사용하면 캠의 형상이 급속강하가 일어나지 않도록 보상해 줌으로써 가속도가 급속히 감소함을 알 수 있다. Table 4는 기존과 개선된 캠의 목적함수의 각 항들을 비교한 것으로, 개선된 캠에서는 캠의 변위 및 속도의 고속조건을 잘 추종하며 캠의 가속도가 78 % 정도 감소함을 알 수 있다.

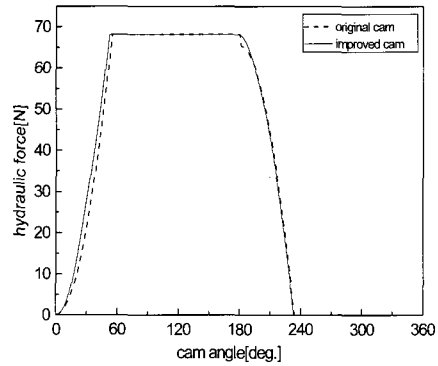


Fig. 8 Hydraulic pressures on the upper part of diaphragm in the condition of a rapid pressure drop

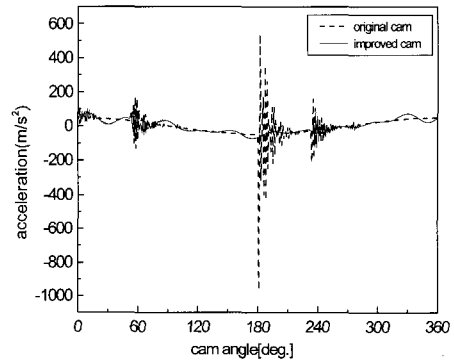


Fig. 9 Accelerations of diaphragm in the condition of a rapid pressure drop

Table 4 The values of objective terms and function in the condition of a rapid pressure drop

terms cam	1st [m ²]	2nd [m ² /s ²]	3rd [m ² /s ⁴]	objective function
original	7.0×10^{-15}	7.93×10^{-6}	2.79×10^7	27878
improved	8.7×10^{-10}	9.03×10^{-5}	6.17×10^6	6273

5. 결 론

LPI 연료공급 시스템에 사용되는 연료펌프를 대상으로 고속의 회전에서도 부품요소 간의 유연한 운동을 유지할 수 있도록 캠을 설계하였다. 먼저 펌프 요소를 비선형 접촉을 갖는 2 자유도 계로 모델링하고, 다이어프램에 작용하는 유압과 캠 형상을 고려하여 동해석을 수행하였다. 그리고 푸리에 캠을 도입하여 펌프 내에 각 요소의 가속도를 최소화할 수 있도록 최적설계 방법을 이용하여 푸리에 캠 형상 계수를 결정하였다. 푸리에 캠의 형상 최적화에 의해 유압의 급속강하가 없는 경우에 대해서는 다이어프램 가속도를 15 % 정도 개선할 수 있었으며, 4 % 정도의 유압 급속강하가 있는 경우에 대해서는 다이어프램 가속도를 78 % 정도 개선할 수 있었다. 본 연구에서 도출된 방법을 적용하면 주어진 연료펌프 시스템의 유압변화 곡선에 적합한 최적의 캠 형상을 설계할 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

- [1] D. H. Kum, W. J. Kim and B. H. Lee, "Noise Reduction for the Fuel Tank module of Liquid Injection LPG Engine", Bulletin of the Institute for Industrial Science, Keimyung Univ., Vol. 26, No. 1, pp. 81-89, 2003.
- [2] F. Y. Chen, "A Survey of the State of the Art of Cam System Dynamic", Mechanism and Machine Theory, Vol. 12, pp. 201-204, 1977.
- [3] F. Y. Chen, Mechanics and Design of Cam Mechanisms, Pergamon Press, 1982.
- [4] W. J. Kim, H. S. Jeon and Y. S. Park, "Analytical and Experimental Motion Analysis of Finger Follower Type Cam-Valve System with a Hydraulic Tappet", KSME Journal, Vol. 4 No. 1, pp. 40-47, 1990.
- [5] W. J. Kim, H. S. Jeon and Y. S. Park, "Contact Force Prediction and

Experimental Verification on an OHC Finger-Follower Type Cam-Valve System, Experimental Mechanics", Vol. 31 No. 2, pp. 150-156, 1991.

- [6] K. J. Park, "A Study on Optimum Cam Profile Extraction Considering Dynamic Characteristics of a Cam-Valve System", Master thesis, KAIST, 1987.
- [7] D. J. Kim, "A Simulation Model of Valve Train Dynamics for Cam Profile Optimizations", Trans. of the KSAE, Vol. 15, No. 2, pp. 53-63, 1993.
- [8] R. J. Roark and W. C. Young, Formulas for Stress and Strain, McGraw-Hill International Editions, pp. 513-530, 1986.
- [9] IMSL Fortran Numerical Library, User's Manual, Visual Numerics Inc, 2004.

저 자 소 개



이봉호 (李鳳浩)

1977년 7월생, 2002년 2월 계명대학교 자동차공학과 졸업, 2006년 2월 계명대학교 기계공학과 졸업예정(공학석사), 2005년 10월~현재 동양물산 중앙기술연구소 기계연구실 연구원



이부윤 (李富潤)

1957년 1월생, 1981년 2월 부산대학교 기계공학과 졸업, 1984년 2월 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학석사), 1991년 8월 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학박사), 1984년 3월~1998년 2월 한국중공업(주) 기술연구원 선임연구원, 1998년 3월~현재 계명대학교 기계자동차공학부 부교수.



김원진 (金元鎭)

1964년 12월생, 1987년 2월 부산대학교 정밀기계공학과 졸업, 1989년 2월 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학석사), 1993년 8월 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학박사), 1990년 7월~1997년 2월 삼성중공업(주) 기계전자연구소 선임연구원, 1997년 3월~현재 계명대학교 기계자동차공학부 부교수.