



크랭크케이스 강제 환기 밸브의 최적설계에 관한 연구

이 종 훈^{*1}, 이 연 원^{*2}, 김 재 환^{*3}

A Study on the Optimal Design for a Positive Crankcase Ventilation valve

J. H. Lee , Y. W. Lee , J. H. Kim

According to operating conditions of each engine, a PCV valve has various flow rates and pressure characteristic. In a developed country, it has been developing by a computational design simulation. But, Korean companies have no ability of technical design for a PCV valve. So, they depend on their experiments and copy the designs of foreign companies when they need to design new PCV valves. These problems cause increase of error rate and take much time. Hence, optimal design for a PCV valve is needed to secure for continuous competition against foreign automobile companies. In this study, we used 4th order Runge-Kutta method for the prediction of spool movements and applied Bernoulli's equation for the determination of flow area. A spool geometry and spool displacement were predicted to be satisfied in comparison with their experiment.

Key Words: 크랭크케이스 강제 환기 밸브 (Positive Crankcase Ventilation valve; PCV valve), 스푼 (Spool), 4th order Runge-Kutta Method, Bernoulli equation

1. 서 론

PCV 밸브는 엔진의 블로우바이 가스를 처리하는 회로에 있어서 블로우바이 가스의 유량을 제어하는 역할을 수행한다.^[1] 그러나, 자동차 배기량에 따라 요구되는 blow-by gas의 유량이 다르므로, 설계자는 각각의 케이스에 따라 밸브의 기하학적 형상을 설계하고 있다. 그러나, 각 케이스 별 유량제어가 제대로 이루어지지 않아 실제 공정 상에서 높은 불량률을 보이고 있는 것이 현실이다. 따라서, 본 연구는 시제품 개발 시 밸브의 기하학적 형상설계 공정을 최적화하기 위한 선행 연구로서 고정된 밸브의 바디형상에 있어서 유량을 직접적으로 제어하는 내부 스푼형상 설계에 그 목적을 두었다.

2. 전산 설계

2.1 PCV 밸브 설계 개요

밸브의 구조는 Fig. 1에서와 같이 메인바디, 스푼, 유량제어밸브 그리고, 쿠션스프링으로 구성되어 있다. 여기서, 메인바디는 PCV 밸브의 설치 위치 및 여러 가지 외적인 조건에 따라 결정되므로, 본 연구에서는 내부 스푼의 형상 설계에 국한한다.

PCV 밸브는 엔진의 사양에 따라서 여러 가지 유량 제어 특성을 가지고 있다. 밸브의 입출구 압력차에 의해서 밸브 내부의 스푼이 유량제어 스푼의 탄성력과 차압에 의해 이동하게 된다. 그러므로, 차압에 의해 스푼이 얼마나 이동할 것인지, 이동 했을 때 요구 유량을 만족하기 위해서 스푼의 직경이 얼마인지를 결정하는 것이 본 설계에서의 가장 중요한 문제이다.

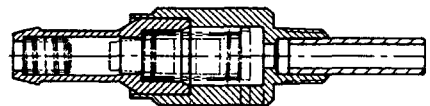


Fig.1 Schematic diagram of a X3 model

*1 학생회원, 부경대학교 대학원 기계공학부

*2 정회원, 부경대학교 기계공학부 교수

*3 (주) 이원정공 기술연구소

*E-mail : ywlee@pknu.ac.kr

2.2 PCV 밸브의 동특성 해석

우리는 스톱의 형상을 설계함에 있어 결과의 비교를 위해 현재 양산 중인 X3 모델에 대해 적용하여 보았다.

2.2.1 가정

우리는 선행연구^[2]로서 X3모델을 전산수치모사를 통하여 스톱 표면에 작용하는 수직력 (압력)과 수평력 (전단력)의 크기를 비교하였으며, 이 결과에서 수직력이 수평력에 비하여 100 배 정도 큼을 알 수 있었고, 따라서 본 연구에서는 수평력은 무시하였다.

Fig. 2는 입출구 차압이 200 mmHg 일 때의 내부 압력분포를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 오리피스를 기준으로 고압측과 저압측을 구분 지을 수 있음을 보여준다. 따라서, 입출구 차압에 의해 발생되는 힘은 오리피스 부분에서의 스톱단면에 작용한다고 가정하여도 무방하다.

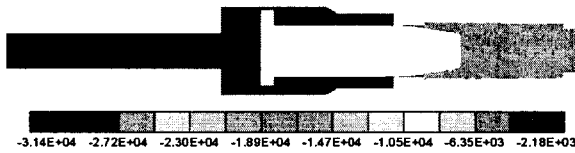


Fig.2 Pressure distribution [Pa]

스톱에 작용하는 힘은 Fig. 3과 같이 차압에 의해 발생하는 압력힘, 유량제어 스프링과 쿠션스프링의 탄성력으로 모델링 할 수 있다. 그림에서 x_c 는 스톱의 끝단과 쿠션스프링까지의 거리이다. x 는 스톱의 변위를 나타낸다.

2.2.2 스톱의 이동 변위 예측

Fig. 3에서의 스톱 이동변위 x 는 Newton의 운동 법칙에 의해 아래와 같다.

$$m \frac{dv}{dt} = \Delta p A - k_1 x_1 \quad (1)$$

$$m \frac{dv}{dt} = \Delta P A - k_1 x_c - (k_1 + k_2) x_2 \quad (2)$$

여기서, m 은 스톱의 질량 [kg], v 는 스톱의 이동 속도 [m/s], k 는 스프링의 탄성계수 [N/m], 첨자 1, 2는 각각 유량제어 스프링과 쿠션 스프링을 뜻한다.^[3]

식(1)은 스톱변위 x 가 초기상태의 스톱 끝단과 쿠션스프링 간의 거리 x_c 보다 적을 때, 식(2)는 이

보다 클 때이다. 이 식은 초기치 문제로서 4차 Runge-Kutta 방법을 이용하여 스톱의 이동변위 x 를 구하였다.^[4]

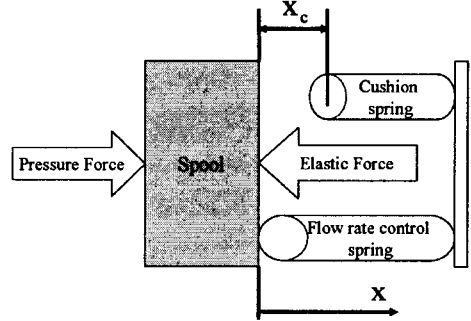
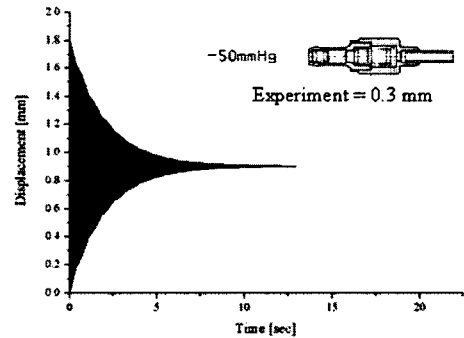
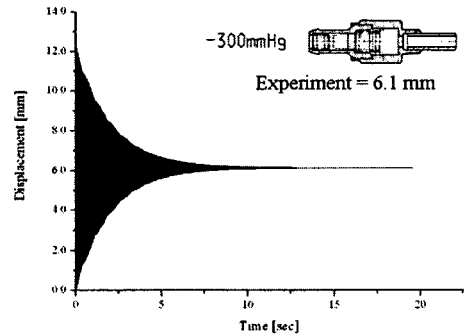


Fig.3 Free body diagram of a spool

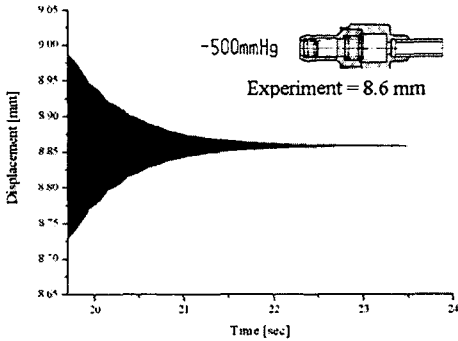
Fig. 4는 각 차압에서의 스톱의 이동을 동적으로 나타내고 있다. 차압에 따라서 차압 500 mmHg를 제외하고는 약 10초에서 이동이 거의 정지됨을 알 수 있다. 또한, 주기 $T = 1/f = 6.57 \times 10^{-4} sec$ 로 아주 빠르게 진동함을 알 수 있다.



(a) $\Delta 50mm.Hg$



(b) $\Delta 300mm.Hg$



(c) $\Delta 500\text{mmHg}$

Fig. 4 Dynamic movement of spools

차압 500 mmHg에서는 스풀의 이동이 쿠션 스프링까지 압축시키므로 정지시간이 다른 케이스에 비해서 조금 더 걸린다. 차압이 50 mmHg 일 때는 스풀의 이동변위가 0.9042 mm, 300 mmHg 일 때 6.136 mm 그리고, 차압 500 mmHg 일 때는 8.8591 mm를 나타내었다.

2.2.3 스풀의 직경 결정

PCV 밸브는 엔진의 종류에 따라 여러 가지 유량특성을 요구하므로, 오리피스 B지점에서 이 유량특성을 만족하는 단면적을 결정할 필요성이 있다. 본 연구에서 비압축 유동 (Incompressible isentropic flow)으로 가정하고 Bernoulli 방정식을 Fig. 5에서의 A-B 구간에 대해서 적용하였다.

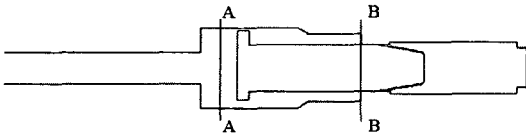


Fig. 5 Bernoulli equation between A and B

$$\frac{P_A}{\rho} + \frac{v_A^2}{2} = \frac{P_B}{\rho} + \frac{v_B^2}{2} \quad (3)$$

비압축성 유동의 연속방정식은

$$a_A v_A = a_B v_B \quad (4)$$

이다. 여기서, a 는 면적이다.

식(3)과 식(4)를 통해서 B 지점에서의 속도는 다음과 같다.

$$v_B = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{a_B}{a_A}\right)^2}} \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (5)$$

이 때의 오리피스를 통과하는 유량은

$$Q_B = v_B a_B \quad (6)$$

이고, B 지점에서의 면적은

$$a_B = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (7)$$

이다. 여기서, D 는 오리피스부의 직경, d 는 스풀의 직경이다.

식(6), (7) 그리고 (8)을 이용하여 스풀 직경 d 에 대하여 정리하면 최종적으로 스풀의 직경은 다음과 같다.

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4}{\pi} \sqrt{\frac{Q_B^2}{2\Delta p / \rho} + \frac{Q_B^2}{a_A^2}}} \quad (8)$$

2.2.4 프로그램의 순서도

Fig. 6은 본 연구에서 구성된 기초설계 프로그램의 순서도를 도식적으로 나타내었다. 입력값으로 요구유량 케이스의 개수, 각 케이스별 차압과 요구유량, 바디형상 그리고, 유량제어 스프링 및 쿠션스프링의 기초정보를 준다. 그러면, 스풀의 끝단과 쿠션스프링 간의 초기거리를 계산한 후 스풀의 단면적, 이동변위를 계산 한 후 결과를 출력한다.

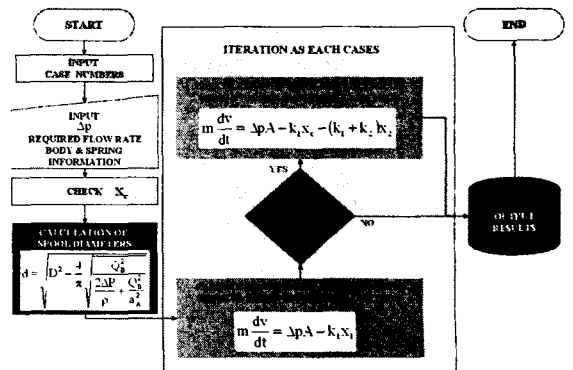


Fig. 6 Flow chart of design program

3. 설계 결과

3.1 이동변위 및 스폴의 직경

Table 1은 각 차압에서의 스폴의 이동변위를 실험과 비교한 결과를 나타낸다. 차압이 50, 100 mmHg 일 때는 오차가 크지만, 차압이 증가 할수록 오차는 적어짐을 알 수 있다. 이것은 차압이 낮을 때에는 스폴의 자중에 의한 처짐이 발생하고 따라서 실험에서의 측정오차를 감안하면 현업에서 크게 무리없이 사용할 수 있는 범주라 생각된다. 즉, 스폴의 이동변위가 잘 예측됨을 알 수 있다.

Table 2는 각 차압에서의 스폴의 직경을 실험치와 비교하여 나타낸 결과이다. 차압 100 mmHg를 제외하고는 스폴의 가공 시 발생하는 오차와 같은 오차를 가진다.

Table 1 Spool displacements

Δp (mmHg)	Experiment (mm)	Computation (mm)	Error (mm)
50	0.3	0.9042	0.6042
100	1.3	1.9076	0.6076
200	3.7	3.9857	0.2857
300	6.1	6.1360	0.0360
400	8.0	8.3286	0.3286
500	8.6	8.8591	0.2591

Table 2 Spool diameters

Δp (mmHg)	Experiment (mm)	Computation (mm)	Error (mm)
50	5.469	5.506	0.037
100	5.796	5.655	0.141
200	5.861	5.784	0.077
300	5.905	5.860	0.045
400	5.941	5.912	0.029
500	5.947	5.925	0.022

3.2 형상 비교

Fig. 7은 실제 양산되고 있는 스폴과 본 프로그램에서 설계된 스폴 형상을 비교한 것이다. 스폴의 헤드와 끝단부분 및 길이는 설계자의 판단을 요한다.

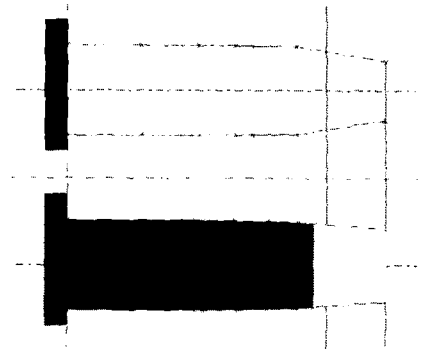


Fig. 7 Comparison between the real model (top) and the designed model (bottom)

4. 결 론

우리는 선행된 CFD의 결과를 토대로 스폴에 작용하는 점성전단력은 무시하고, 압력힘만 고려하여 스폴의 동특성을 조사하여 다음의 결론을 얻었다.

- (1) 스폴 이동변위의 계산결과는 차압이 낮은 경우를 제외하고는 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있다.
- (2) 스폴의 직경 산출에 있어서 유체의 압축성을 고려하지 않고 간단히 Bernoulli 방정식을 적용하여도 가공오차에 가까운 정확도를 가진다.
- (3) 점성 및 오리피스 기하학적 특성을 고려한 정밀한 계산은 추후 고려 될 예정이다.

후기

본 연구는 BK21 사업단 및 산업자원부 한국 산업 기술재단 지원 "지역혁신인력양성사업"으로 수행되었으며, 또한 자료제공에 협조해 주신 (주) 이원정공 기술연구소 관계자 분께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] H.C. Dhariwal, 1997, "CONTROL OF BLOWBY EMISSIONS AND LUBRICATING OIL CONSUMPTION IN I.C. ENGINES", *Energy Convers. Mgmt*, Vol. 38, No. 10-13, pp.1267-1274



- [2] 이종훈, 이연원, 2004, "PCV(Positive Crankcase Ventilation) 밸브의 유동특성에 관한 연구", 제 3회 한국유체공학학술대회, pp.47
- [3] 이장무, 이종원, 박영필, 1995, "기계진동-이론과 응용", pp.94-105
- [4] Chuen-Yen Chow, 1981, "An Introduction to Computational Fluid Mechanics", pp.17-33