

공학석사 학위논문

자동차 엔진의 강제 크랭크케이스 환기밸브의
유동 특성에 관한 연구

지도교수 이 연 원

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함



2005년 2월

부경대학교 대학원

기계공학부 에너지시스템 전공

이 종 훈

이종훈의 공학석사 학위논문을

인준함

2004 년 12월 일

주 심 공학박사 임 우 조



위 원 공학박사 김 남 식



위 원 공학박사 이 연 원



목 차

Abstract

제 1 장 서론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 국내 및 국외 현황	2
1.3 연구 내용	4
제 2 장 연구 내용	4
2.1 PCV 밸브	4
2.2 PCV 밸브 내부 유동특성	6
2.2.1 해석모델	6
2.2.2 격자생성	9
2.2.3 유동해석 지배방정식	11
2.3 수치모사 해석 결과	14
2.3.1 준정상상태 수치모사	14
가. 스펙변위에 따른 유동특성	14
나. 스펙변위에 따른 속도분포	23
다. 차압변화에 따른 스펙의 동역학적 특성	36
라. 차압변화에 따른 질량유량 특성	38
2.3.2 비정상상태 수치모사	39
가. 스펙거동에 따른 내부유동 변화	41
나. 시간변화에 따른 스펙의 동역학적 특성	45
다. 차압변화에 따른 질량유량 특성	48
제 3 장 결 론	49
<부 록>	51
참고 문헌	

A Study on Flow characteristics of a Positive Crankcase Ventilation valve in an automobile engine

Jong Hoon Lee

Department of Mechanical Engineering, Graduate School,
Pukyong National University

Abstract

After combustion of a fuel inside the combustion room, a great deal of gas goes out through exhaust pipe. But residual gas "Blowby gas" enters the crankcase through a small gap between the piston and the cylinder wall of engine. Here, if the Blowby gas isn't vented, this causes many bad effects such as lubricant oil contamination, corrosion and engine explosion by rising pressure inside the crankcase. So all of automobile are constituted with a PCV (Positive Crankcase Ventilation) system to prevent previous problems. PCV valve is the most important part in this ventilation system. Because it must to control various flow rates of the Blowby gas according of various loads of the engine. When companies are manufacturing new cases as requiring , engineers are designing it depending on their experiments than theoretical knowledges. Much efforts and times are needed for new development. This study will show quantitative results to increase the possibilities for the optimal design.

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

PCV 밸브는 자동차용 엔진의 핵심적인 기능을 수행하는 자동차 엔진 부품으로서 엔진마다 다른 유량특성, 압력특성, 개변 압력특성 등을 가지는 것으로서 선진국에서는 엔진의 특성을 감안한 최적화의 전산설계 시뮬레이션 등을 실시하고 있으나, 현재 국내의 기술수준은 경험 및 COPY에 의한 설계로 PROTO 단계에서의 ERROR의 증가, 요구 성능에 대한 신속한 대응력 부재 및 개발기간이 늘어남으로 인해 완성차업체의 새로운 엔진 개발기간의 장기화를 초래하고 있는 실정이다. 따라서 자동차산업의 지속적인 경쟁력을 확보하기 위하여 생산기술과 이론적 해석 등이 접목된 선진국 수준의 최적설계 능력의 확보가 필요하다.

PCV 밸브는 승용엔진 (가솔린엔진) 전 차종에 들어가는 부품으로서 엔진에서 미 연소된 가스를 엔진의 조건에 의해 변화하는 유량을 제어하여 미연소 가스를 RETURN시켜 재 연소를 할 수 있게 하는 부품이며 각 엔진의 조건에 따른 최적화 설계의 구축 시 개발기간의 단축으로 인한 초기 개발비 절감 및 양산 시 예상되는 여러 조건들을 사전에 시뮬레이션 함으로서 고객에게 제품이 인도되었을 때 예상되는 불량을 사전에 파악할 수 있으며 양산 시 불량에 의한クレ임 등을 사전에 차단 할 수가 있다.

또한 Rocker Cover에 장착되어 연소실에서 발생된 블로우바이 가스(Ho, Co, NOx 등)가 대기로 방출되는 것을 방지하는 중요 부품인 PCV 밸브는 자동차 1천만대 시대에 심각한 대기오염원의 하나인 미연소 자동차 배기가스를 재연소할 수 있게 함으로서 환경적인 면에서도 적극적으로 개발할 필요성이 있다.

1.2 국내 및 국외 현황

1.2.1 국내 현황

현재 부품의 설계는 수년간 해온 경험과 유사품의 COPY설계로서 신규 부품의 설계를 진행하고 있기 때문에 개발기간의 장기화 및 에러율의 증가로 개발비가 증대되고 있다. 모든 자동차에 필요한 부품임에도 불구하고 가격경쟁력, 설계능력 등의 이유로 해석 소프트웨어에 의한 설계는 추진하고 있지 않으며 PROTO 단계에서도 부품의 설계 및 기능적 조건설정의 DATA부족으로 인해 여러 가지 에러가 발생하고 있어서 최적화 설계 및 필요 시험조건 선정으로 최적화된 부품의 설계기술 개발이 절실히 요구된다.

1.2.2 국외 현황

최근 선진국 및 개발도상국에서도 계속해서 환경규제를 강화하고 있다. 불완전 가스를 재연소하여 깨끗한 가스로 대기 방출하는 기능을 가지고 있는 PCV 밸브의 설계를 통하여 각종 환경 규제에 대응 할 수 있기 때문에, 주요 경쟁 국가인 일본 및 유럽에서는 초기 설계단계에서부터 이론적 검증 및 시뮬레이션을 통해서 사전 문제점을 차단하고 있으며 부품의 세세한 부분까지도 특허를 출원함으로써 후발업체들의 접근을 사전에 차단하여 기술 우위를 선점하고 있다.

1.3 연구 목적

본 연구의 최종 목표는 PCV 밸브의 요구 유량특성 설계를 위해 최적설계 프로그램을 개발하여 표준화된 설계의 지향 및 부품의 기능 해석으로 부품의 내구평가 및 신뢰성향상을 목표로 한다. 본 연구는 이에 대한 선행 연구로서 전산수치 모사를 통해 개변 압력에 따른 PCV 밸브 내부의 유동양상, 유량특성 및 스푼거동의 동적특성을 파악하는데 있다. 또한, 이론적 해석방법에 의한 최적설계 프로그램을 구성하는 각각의 서브프로그램 (스푼 변위 계산, 유량 계산 등) 을 수치 모사 결과와 비교 검증을 통해 타당성을 확인한다.

제 2 장 연구 내용

2.1 PCV (Positive Crankcase Ventilation) 밸브

블로우바이 가스는 피스톤에 부착되어져 있는 피스톤링이 장시간 운전으로 인한 마모로 인해 발생하는 실린더와 피스톤 사이의 틈새로 연소실에서 연소 후 발생하는 배기가스 중 약 25%정도가 크랭크케이스로 유입되는 것을 말한다. 블로우바이 가스는 실제 자동차 엔진의 작동에 있어서 많은 악영향들을 미친다.

블로우바이 가스는 대부분 HC, CO로 구성되어 있으며, 이것은 엔진오일과 화학적 반응을 일으켜 엔진오일의 윤활 및 냉각의 기본적인 성능을 저하시키고, 또한 이러한 화학반응물들은 엔진 내부 부식을 촉진시킨다. 또한, 크랭크케이스로 유입되는 블로우바이 가스를 적절히 배출하지 않으면, 크랭크케이스 내부의 압력상승에 의한 피스톤 왕복운동의 효율저하로 엔진 성능이 감소하고, 최악의 경우에는 크랭크케이스의 폭발을 야기하기도 한다.^[1]

현재 세계에서 양산되는 모든 자동차에는 이러한 문제를 방지하기 위해서 블로우바이 가스 처리회로가 구성되어 있다. 이 회로는 크게 개방 시스템과 밀폐 시스템으로 구분된다(Fig. 2.1.1 참조).^[2] 전자는 팬으로 신선한 외기를 크랭크케이스에 불어 넣어서 드래프트 튜브에서 외기로 방출하는 것이고, 크랭크케이스 강제 환기 시스템이 개발되기 전까지 사용되어진 방법으로서 블로우바이 가스를 대기 중으로 방출함으로서 대기오염 문제가 대두되었다. 이러한 환경오염 측면에서 개선이 이루어진 것이 본 연구와 깊은 관련이 있는 크랭크케이스 강제 환기 시스템으로서 블로우바이 가스를 INTAKE MANIFOLD로 보내어 연소실 내에서 재연소시키는 것으로서 후자인 밀폐계 시스템이다. 밀폐 시스템에서는 크랭크케이스와 INTAKE MANIFOLD를 연결하는 MANIFOLD SUCTION TUBE 사이에 PCV 밸브를 장착하고 블로우바이 가스가 흡인되는 양과 신선한 혼합기의 양이 균형을 이루도록 자동적으로 제어하고 혼합기가 농후해 지는 것

을 방지하는 작용을 행한다.

미국에서는 위의 블로우바이 가스 처리장치를 PCV 장치(Positive Crankcase Ventilation System, 크랭크케이스 강제 환기장치)라고 부르고, 1963년부터 전 차종에 채용하였다.

본 연구의 대상이 되는 것은 이 PCV 시스템에서 블로우바이 가스 유량을 제어하는 PCV 밸브로서 Fig. 2.1.2에 간략한 그림으로 나타내었다.

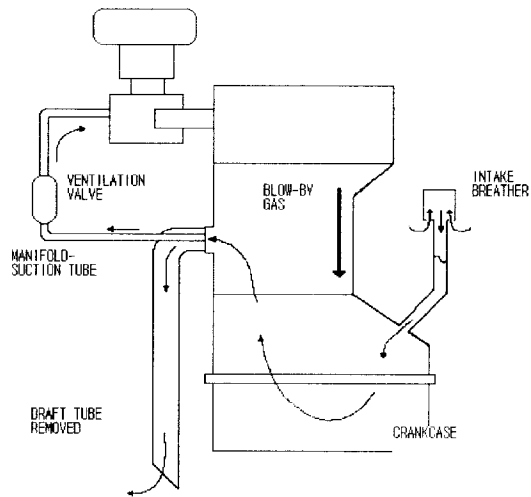


Fig. 2.1.1 Schematic diagram of PCV system

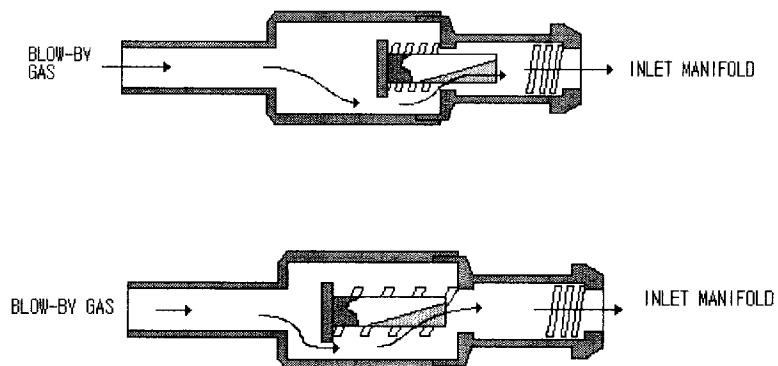


Fig. 2.1.2 Sectional diagram of a PCV valve

2.2 PCV 밸브 내부 유동특성

2.2.1 해석모델

현재 국내 기업에서는 여러 가지 타입의 PCV 밸브를 생산 중에 있으며, 본 연구에서는 그 중에서도 양산 중인 X3 모델에 대해서 전산수치모사를 통해 해석을 하였다. X3모델의 단면은 Fig. 2.2.1과 같이 메인바디, 스푼, 유량제어 스프링, 쿠션 스프링으로 구성되어 있다. 밸브 내부의 스푼은 밸브 양단의 차압에 의해 동적으로 작동되어 유량을 제어하게 된다. 본 연구에서는 스푼의 동적 거동을 먼저 준정상상태로 가정하여 스푼 변위 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 mm 에서 입출구 양단의 차압이 각각 50, 100, 200, 300, 400, 500 mmHg 일 때의 유동특성을 조사하였다. 이 수치모사 결과를 바탕으로 실제 스푼의 동적거동을 고려한 비정상상태 수치모사를 수행하였다.

스푼의 거동에 따른 스프링의 탄성변형이 유동에 다소 영향을 미칠 것으로 예상되나, 계산영역의 격자생성에서 격자수의 급격한 증가와 격자 왜곡도의 증가로 인해 해의 수렴성에 좋지 않은 영향을 미치게 때문에 본 연구에서는 스프링의 형상을 무시하였다.

X3 모델의 내부 유동현상을 해석하기 위한 밸브 및 스푼의 형상은 Fig. 2.2.2에 보는 바와 같고, 스푼의 직경은 선단에서만 급격히 변화하고, 이 부분을 제외하고는 직경의 변화가 경미하다,

스푼의 이동변위와 관련되어 그 기준은 Fig 2.2.3에 나타내었다.

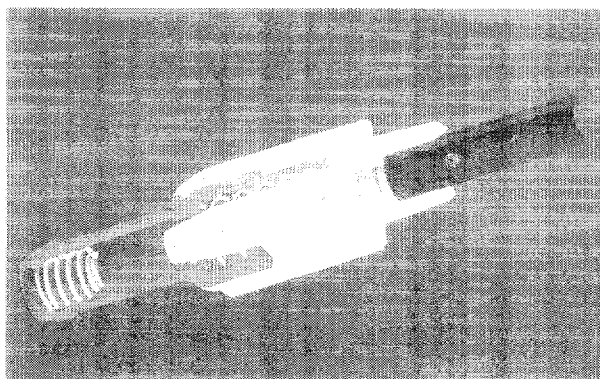


Fig. 2.2.1 Sectional diagram of X3 model

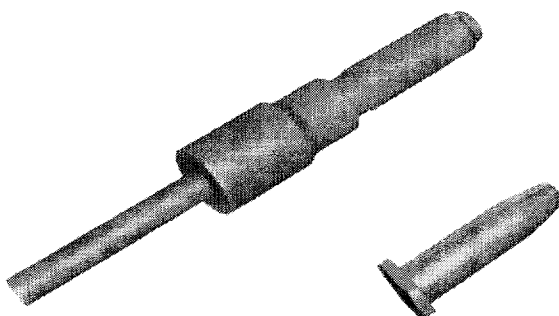


Fig. 2.2.2 Modeling of X3 model

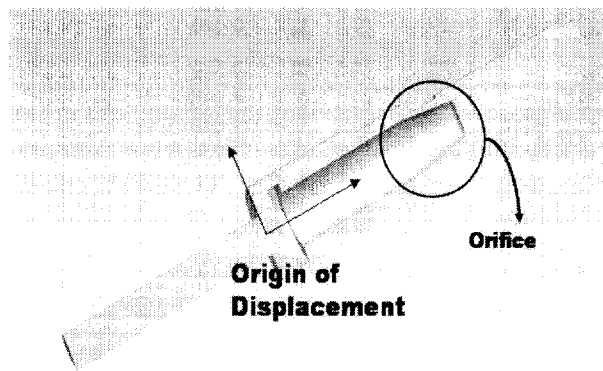


Fig. 2.2.3 The origin of displacement

2.2.2 격자 생성

Pro-Engineer에서 작업한 모델링을 상용 유동해석 도구 중의 하나인 FLUENT의 자체 격자생성 프로그램인 GAMBIT을 이용하여 격자생성을 하였다.

정상상태의 수치모사를 위해 각각의 변위에서 Fig. 2.2.4에서와 같이 육면체 격자를 구성하였고, 비정상상태의 수치모사에서는 Moving mesh 기법 중의 하나인 Remeshing 기법을 이용하기 위해 Fig. 2.2.5에서와 같이 사면체 격자를 구성하였다. Remeshing 기법이란 비정상상태의 수치모사에 있어 시간이 진행함에 따라 계산영역이 변형이 클 때 격자정도가 떨어지게 되고, 이로 인해 수치계산의 정확도가 떨어짐과 동시에 계산이 발산 할 가능성이 높게 된다. 이것을 방지하고자 주어진 시간스텝마다 격자를 다시 재구성하는 기법을 말한다.

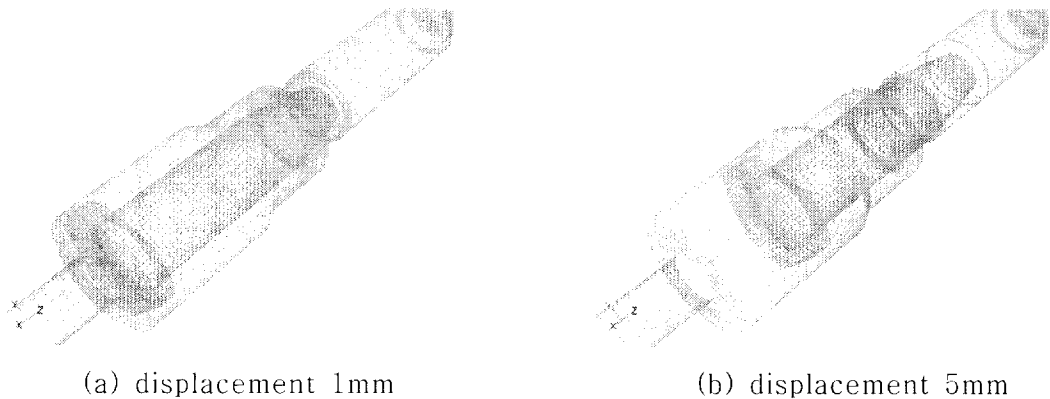


Fig. 2.2.4 Meshes for the computation in the steady state

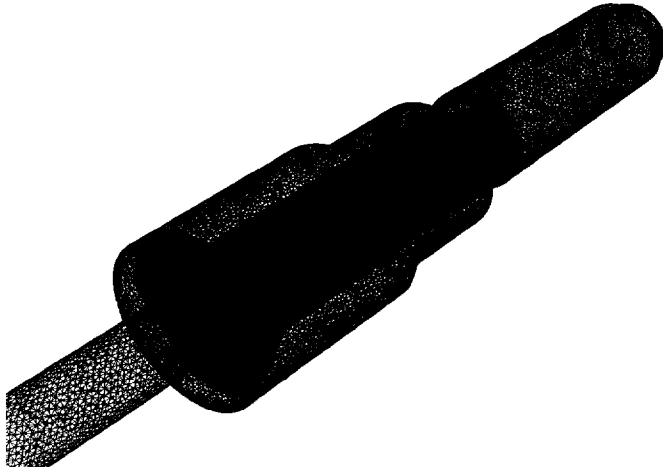


Fig. 2.2.5 Mesh for the computation in the unsteady state

2.2.3 유동해석 지배방정식

X3 모델은 기업체에서 현재 양산되고 있는 밸브로서 이 모델의 시험결과를 토대로 Table 2.2.1에서 보는 바와 같이 유동특성을 대표하는 무차원 수인 Reynolds 수를 입구직경을 기준으로 구하면 다음과 같다.

Table 2.2.1 Reynolds numbers for various Δp at inlet

차압 $\Delta p(mmHg)$	유량 (liters/min)	$Re = VD/\nu$
50	28	10200
100	28	10200
200	25	9080
300	20	7260
400	14.5	5270
500	14	5080

일반적인 관내 유동에서 Reynolds수가 2000보다 크면 난류유동이고, 본 연구에서 사용된 모델의 기하학적 형상이 스펀방향의 2차 유동을 유발하지 않으므로 표준 $k-\epsilon$ 난류모델을 적용하여 난류현상을 해석하였다. 또한 차압에 의해 발생된 유동에 의해 스펀이 출구측으로 이동하게 되면 오리피스의 면적은 감소하게 되고 연속방정식에 의해 이 부분에서 최대 속도가 나타나게 된다. 최대속도가 $Ma=0.3$ 보다 크게 되면 압축성효과가 나타나므로 압축성 고려를 위해 이상기체상태 방정식을 풀었다. 이 때 에너지방정식의 경계조건은 입구측에서 상온(300K), 출구측에서는 Neumann 조건($\partial T/\partial s = 0$)을 주었고, 밸브 내부 벽에서는 열의 출입이 없는 단열조건을 주었다. 그리고, 난류운동에너지의 점성 소산에 의해 발생하는 열은 무시하였으며 본 계산에서 주어진 온도 경계조건에 의해 계산 영역 내부의 온도변화는 적기 때문에, 밀도 변화가 단지 압력에 의해서 일어난다고 가정하였다.^[3]

유동을 지배하는 방정식은 우리가 흔히 알고 있는 연속방정식 혹은 질량보존 방정식, 운동량방정식, 에너지방정식 이외에 난류현상을 해석하기 위해 난류운동에너지(k) 방정식, 난류운동에너지 소산율(ϵ) 방정식 그리고, 압축성 효과를

표현하기 위한 이상기체상태 방정식을 정리하면 아래와 같다.

가. 연속방정식(또는 질량보존방정식)

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0$$

나. 운동량방정식

$$u_j \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + (\mu + \mu_t) \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j}$$

다. 에너지방정식

$$u_j \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho C_p T) = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x_j \partial x_j}$$

라. 난류운동에너지 방정식

$$u_j \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \epsilon - Y_M$$

G_k : 평균속도 구배에 의한 난류운동에너지 발생

Y_M : 압축성 난류에서 전체 소산율에 대한 요동팽창의 기여분

σ_k : k 의 난류 프란틀수(1.0)

마. 난류운동에너지 소산을 방정식

$$u_j \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

σ_ϵ : ϵ 의 난류 프란틀수(1.3)

$C_{1\epsilon}$: 1.44

$C_{2\epsilon}$: 1.92

바. 난류점성계수

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

C_μ : 0.09

사. 이상기체상태방정식

$$\rho = \frac{p}{RT}$$

R : 일반기체상수

2.3 수치모사 해석 결과

2.3.1 준정상상태 수치모사

가. 스폴 변위에 따른 유동 특성

스폴 변위에 따른 수치모사 결과가 많으므로, 유동 특성을 잘 나타내는 결과만을 요약하여 정리하였다.

Fig. 2.3.1는 차압 50 mmHg일 때의 유동을 나타낸 것이다. 속도분포는 밸브의 축방향 중앙 단면에 대한 속도이다.

먼저 유동 특성을 살펴보면, 변위가 1 mm에서 2 mm로 이동하면 변위 1 mm일 때 빠른 유속을 보였던 입구부분의 속도가 2 mm에서는 상대적으로 감소하는 경향을 보이는데, 이는 스폴 헤드측의 체적증가에 기인한다. 그리고 스폴의 헤드부 형상에 의해 스폴의 1/2 지점까지는 상·하 비 대칭적인 유동양상이 나타나지만, 스펜방향으로의 2차 유동은 주류에 비해 미약하였다.

스폴이 출구측으로 이동하면 스폴이 관통하는 오리피스부분에서의 유로가 좁아지게 되므로 변위가 커지는 경우에 있어서는 오리피스를 통과하는 유속이 커지는 것을 알 수 있다. 오리피스를 통과하는 유동의 형태는 도넛 형태의 제트유동을 보이고 이 중심부에는 재순환 영역이 존재하는 것을 확인할 수 있다. 변위가 증가함에 따라 오리피스의 유로가 좁아지게 되면 상대적으로 제트유동이 강해지고 이로 인하여 재순환 영역의 범위는 커지게 된다.

Fig. 2.3.2는 차압 100 mmHg, Fig. 2.3.3은 차압 200 mmHg 인 경우의 속도분포를 나타낸다. 차압이 증가하여 100 mmHg가 되면 유속은 50 mmHg에 비하여 다소 증가하는 경향을 보이고, 이 경우 최대유속은 50 mmHg와 다르게 변위 3 mm에서 나타나게 된다. 전체적인 유동 양상은 차압 50 mmHg에 비하여 크게 다른 점은 없다.

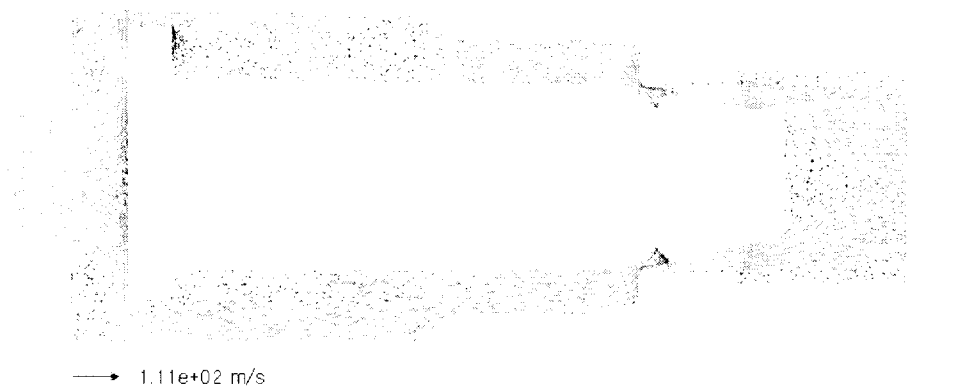
차압이 200 mmHg인 경우는 유속이 더욱 증가하여, 변위 3 mm일 때 최대 유속이 257 m/s 정도로 음속에 근접하는 수치(마하수 0.76)를 보인다. 이 때

의 유동양상 또한 앞의 경우와 비슷한 형태를 보인다.

Fig. 2.3.4에서 차압이 300 mmHg인 경우의 최대 유속은 차압 200 mmHg와는 달리 변위가 4 mm인 경우에 나타나는데, 이 때의 유속은 약 313 m/s로 마하수가 0.92에 달하며 거의 초음속 영역에 도달하게 된다. Fig. 2.3.5의 차압 400 mmHg에서 변위가 5 mm, 6 mm 일 때 오리피스 부에서의 유로의 면적이 대단히 작고 또한 그 변화가 적으므로, 이 부분에서의 유속변화는 그리 크지 않음을 알 수 있다. 마지막으로 Fig. 2.3.6의 차압 500 mmHg인 경우도 유속만 증가하고 전체적인 유동 양상은 400 mmHg일 때와 유사한 경향을 보인다.

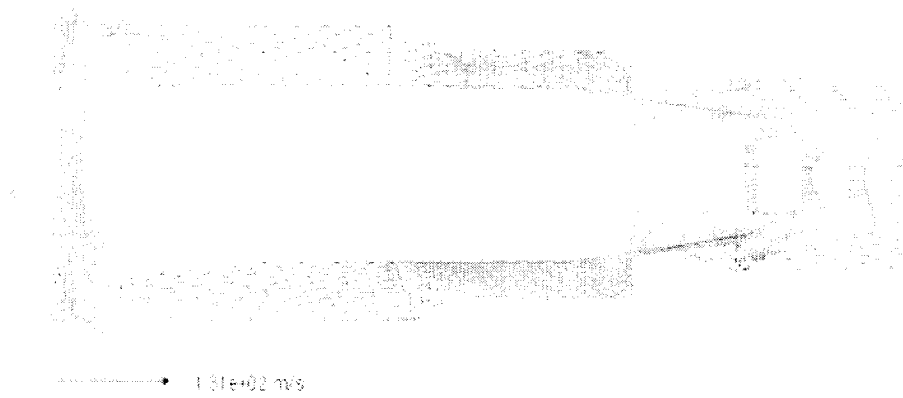


(a) Displacement 1mm

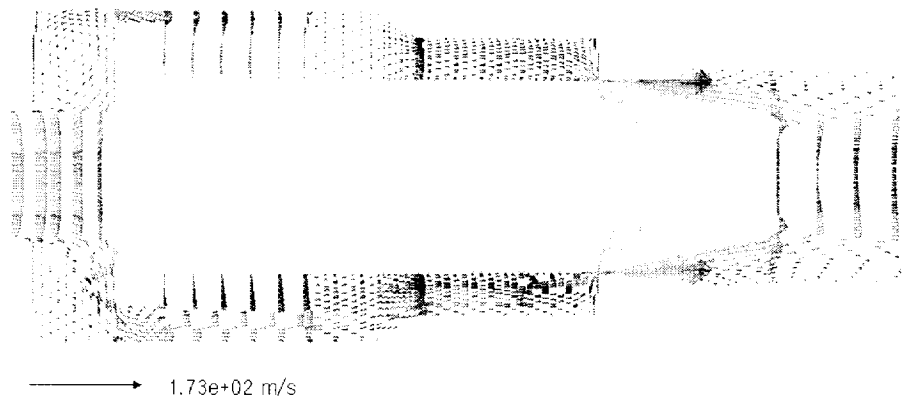


(b) Displacement 2mm

Fig. 2.3.1 Velocity distribution for $\Delta p = 50mmHg$ at various positions

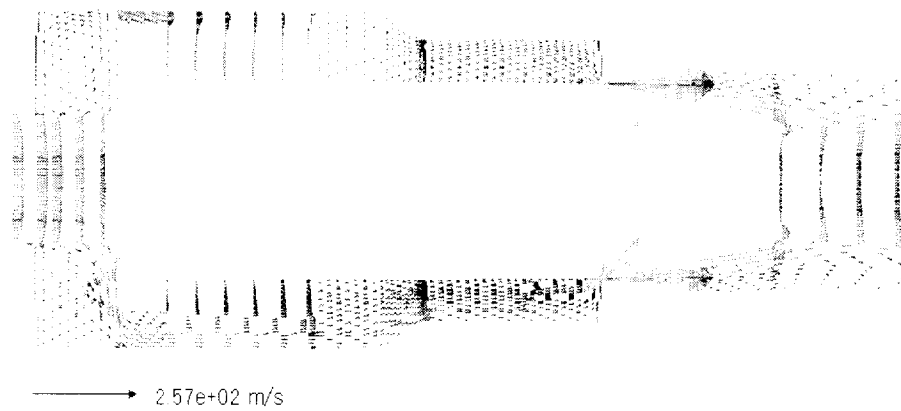


(a) Displacement 2mm

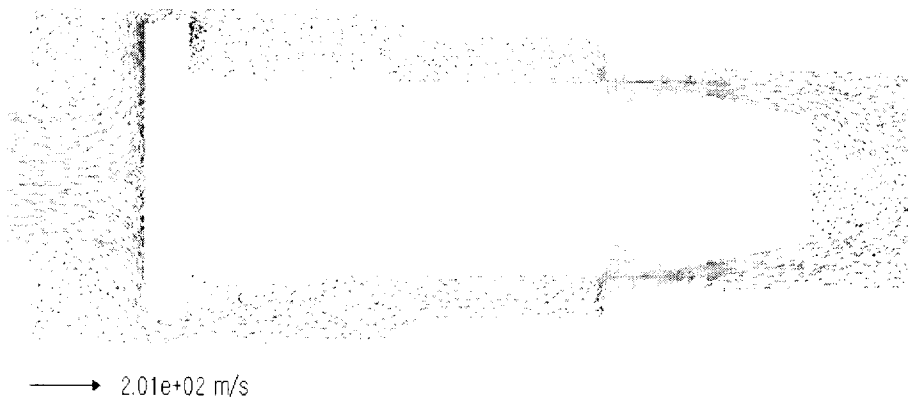


(b) Displacement 3mm

Fig. 2.3.2 Velocity distribution for $\Delta p = 100mmHg$ at various positions

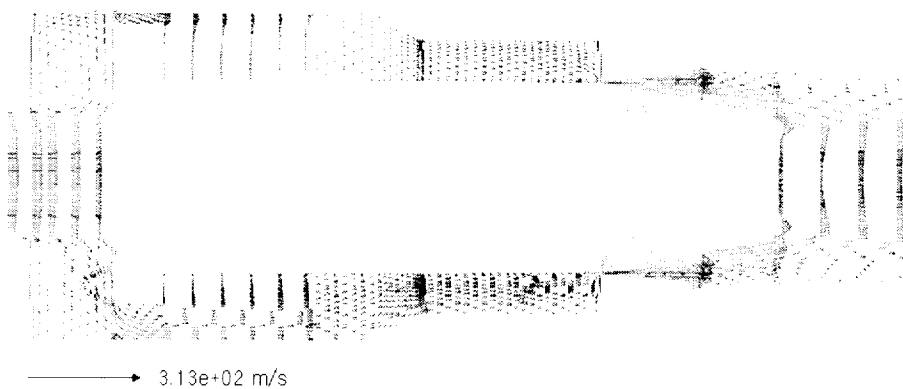


(a) Displacement 3mm

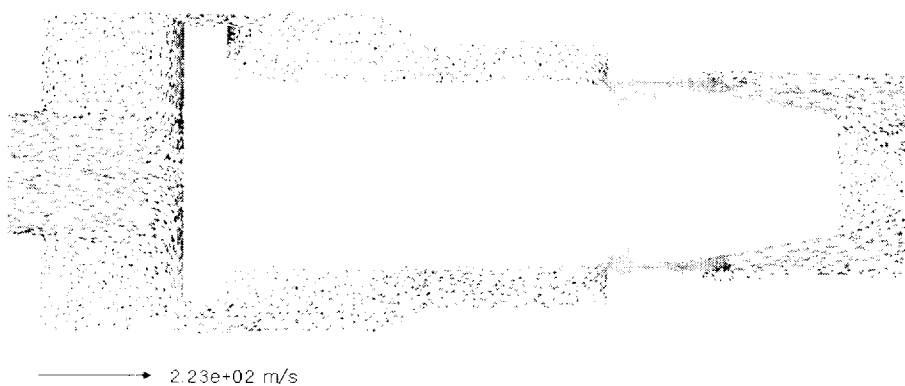


(b) Displacement 4mm

Fig. 2.3.3 Velocity distribution for $\Delta p = 200 \text{ mmHg}$ at various positions

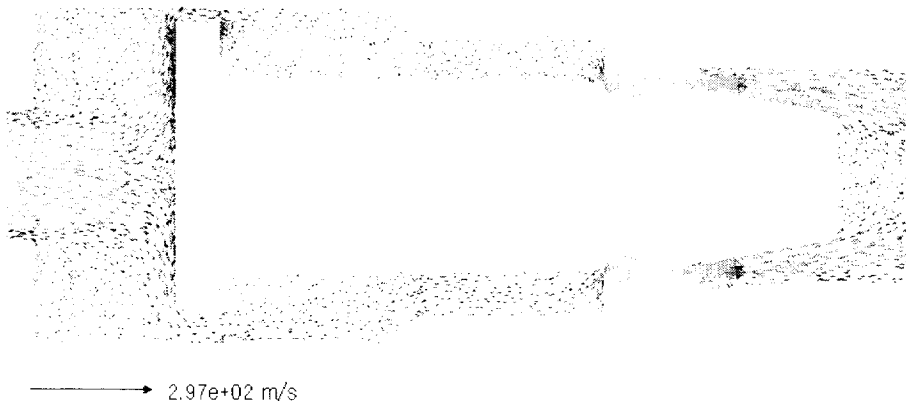


(a) Displacement 4mm

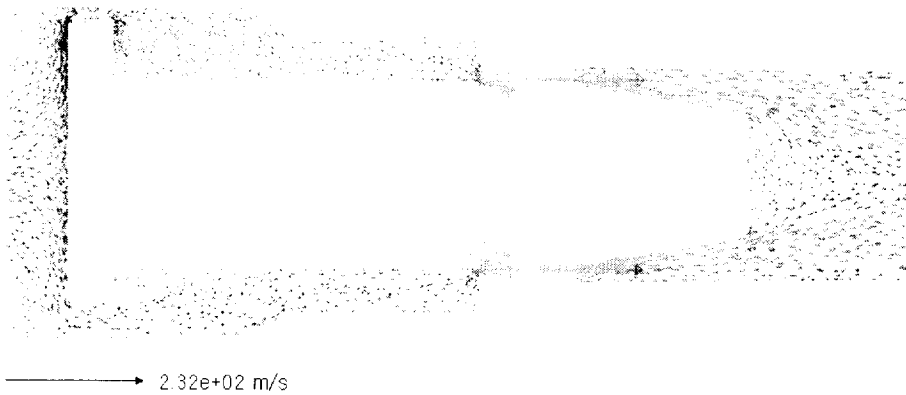


(b) Displacement 5mm

Fig. 2.3.4 Velocity distribution for $\Delta p = 300 \text{ mmHg}$ at various positions

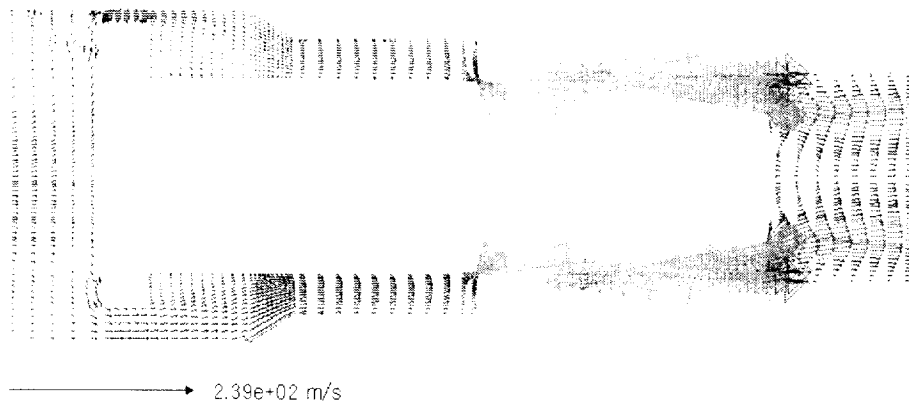


(a) Displacement 5mm

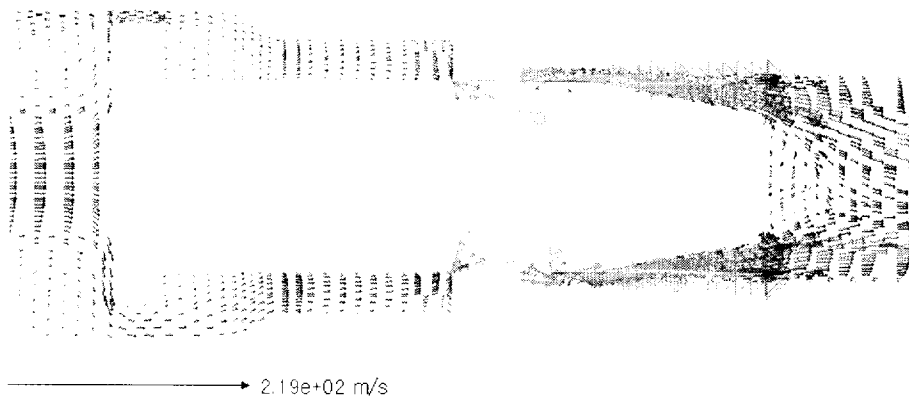


(b) Displacement 6mm

Fig. 2.3.5 Velocity distribution for $\Delta p = 400mmHg$ at various positions



(a) Displacement 7mm



(b) Displacement 8mm

Fig. 2.3.6 Velocity distribution for $\Delta p = 500mmHg$ at various positions

스풀이 입출구 압력차에 의해서 야기되는 유동에 의해 출구측으로 움직이게 되면, 처음에는 스푼 헤드부에서 최대유속이 나타나지만, 오리피스 면적이 좁아짐에 따라 최대유속은 오리피스에서 나타난다.

스풀의 이동변위에 따른 오리피스의 면적은 Table 2.3.1 과 같다. 오리피스의 면적이 변위가 2, 3 mm에서 급격히 감소하는 것과 3 mm부터 거의 변화가 없는 것은 Fig. 2.3.7의 스푼의 형상에서 스푼 헤드부측으로 기울기 때문이다.

변위가 증가할수록 스푼 헤드부의 후면에서 재순환영역이 증가하게 되고, 또한 오리피스 면적이 급격하게 줄어드는 3 mm에서는 오리피스 부분에서 유속이 급격히 증가한다. 또한 8 mm 일 때는 오리피스 면적은 가장 적지만, 이 부분에서의 면적의 확대가 적고, 틈새유로가 길어지므로 점성저항의 영향으로 인해 최대유속은 오히려 작아진다.

Table 2.3.1 Orifice area by displacement of spool

변위 (mm)	오리피스면적(mm ²)
1	7.249007
2	4.516039
3	1.616132
4	1.454211
5	1.291800
6	1.128899
7	0.918613
8	0.757138

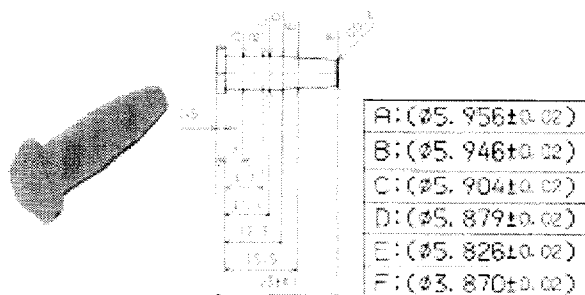


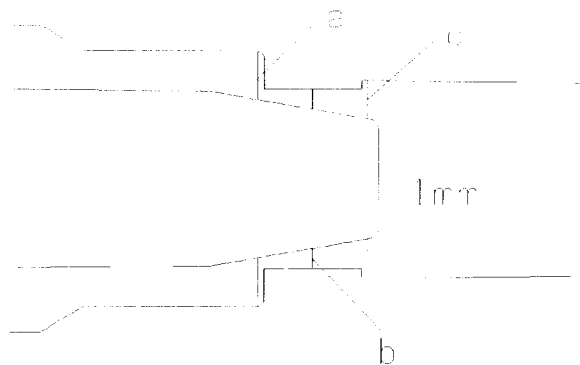
Fig. 2.3.7 Geometry and dimension of spool

나. 스펴 변위에 따른 속도분포

오리피스부분은 PCV 밸브의 유량특성에 있어서 가장 중요한 부분이다. 스펴은 차압의 변동에 의해 입구 또는 출구측으로 이동하게 되고, 이로 인한 오리피스의 단면적 변화로 유량이 결정되어 진다.

따라서, 축소부(a 영역 : ▲표시), 중심부(b 영역 : ◀표시), 확대부(c 영역 : ▶표시)로 구성된 오리피스의 세 부분에서 속도분포를 구하여 유동특성을 알아 보았다. 실제 스펴이 출구측으로 이동함에 따라 오리피스의 면적은 앞 장의 Table 2.3.1처럼 스펴 선단의 테이퍼부가 오리피스에 충분히 들어가게 되는 3 mm부터 극히 줄어든다. 오리피스 면적의 미소한 차이는 스펴의 직경이 약간의 구배를 가지기 때문이다.

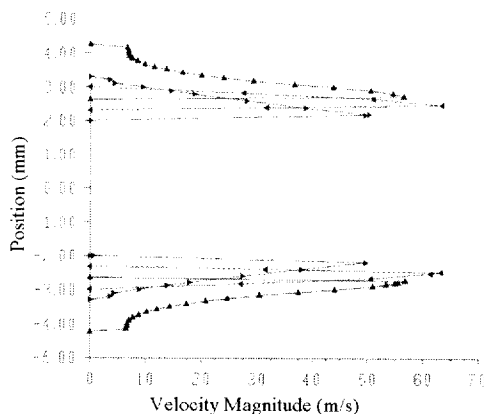
(1) 스펴변위 1mm



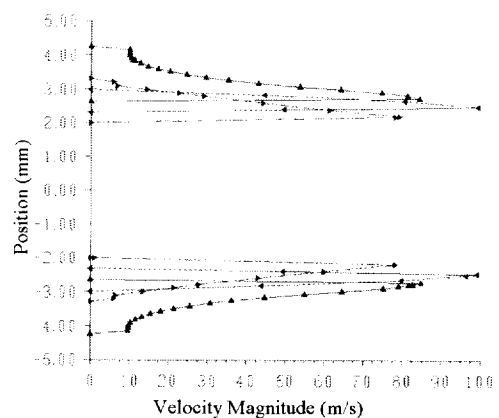
그림에서와 같은 밸브 단면에서 a, b, c지점에서의 속도분포를 각각의 차압에 대하여 도시하였다. 먼저 차압이 50 mmHg인 경우의 속도분포를 살펴보면, 오리피스 입구지점을 나타내는 a 지점에서는 최대속도가 약 58 m/s 정도 이고, b 지점에서는 최대유속이 65 m/s로 가장 높게 나타나며 오리피스 종단부에서 50 m/s로 가장 낮은 속도 분포를 보인다. 이 경우 최대속도는 65 m/s 이므로 마하수($Ma = V/a$; V 는 유속, a 는 음속)는 0.19정도이다. 따라

서, 수치해석 시 비압축성 유동에 대하여 유동을 계산하였지만, 이를 제외한 경우에는 마하수가 0.3 이상이 나오기 때문에 압축성을 고려하여 수치모사를 수행하였다.

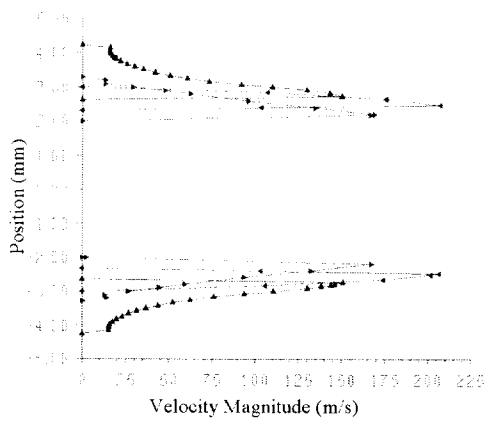
차압이 커지면 전체적으로 유속은 증가하는 경향을 보이고 특이점은 차압이 커질수록 오리피스의 중간지점인 b 지점에서 속도증가가 현저히 보인다. 특히, 차압 500 mmHg 일 때는 마하수가 1.35에 도달한다. 따라서 압축성유동에서 발생하는 충격파 또는 압축파가 발생할 가능성이 존재하지만, 본 연구에서는 그러한 물리적 현상을 발견하지 못하였다.



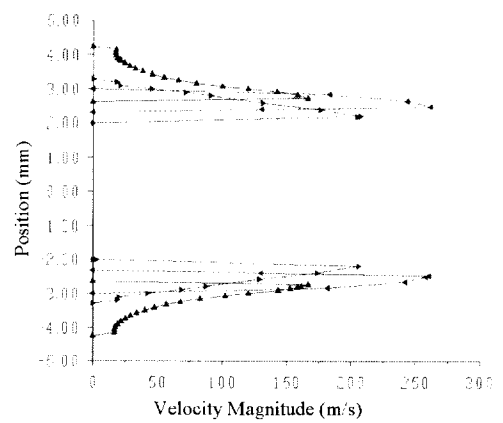
(a) $\Delta p = 50mmHg$



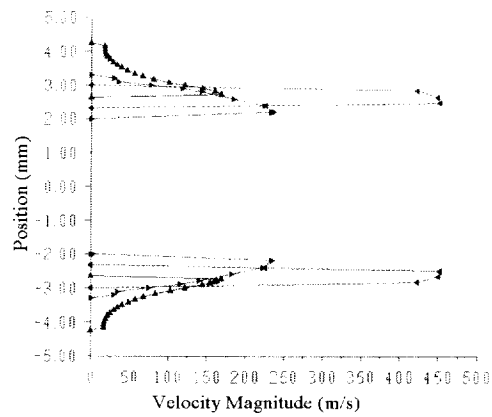
(b) $\Delta p = 100mmHg$



(c) $\Delta p = 300mmHg$



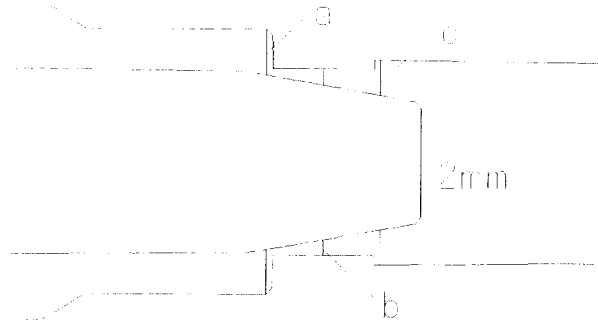
(d) $\Delta p = 400mmHg$



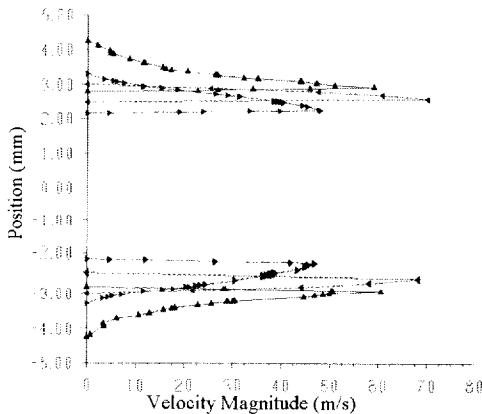
(e) $\Delta p = 500mmHg$

Fig. 2.3.8 Velocity profiles at displacement 1mm

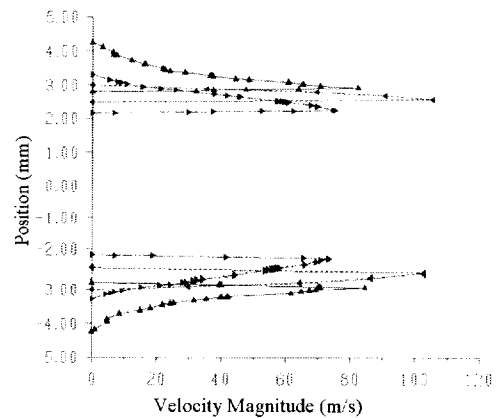
(2) 스폴변위 2mm



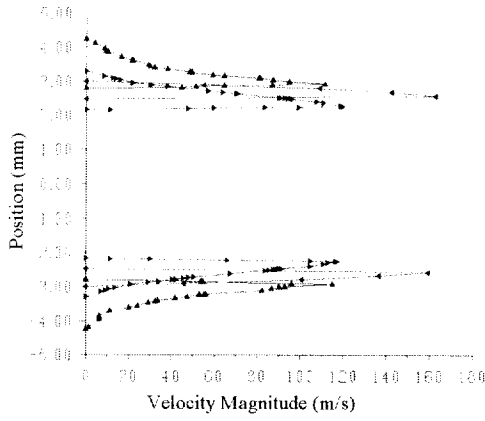
스폴변위가 2 mm로 증가한 경우의 유동분포는 1 mm와 전체적인 경향은 유사하게 나타나지만 변위 1 mm에 비하여 속도가 평균적으로 약 5 %정도 증가된 것을 확인할 수 있다. 각 차압에 대한 최대 유속은 50, 100, 200, 300, 400, 500 mmHg인 경우 각각 70, 105, 160, 220, 250, 480 m/s 정도를 보이고 있다. 이 경우 마하수는 각각 0.21, 0.31, 0.47, 0.65, 0.74, 1.41이다.



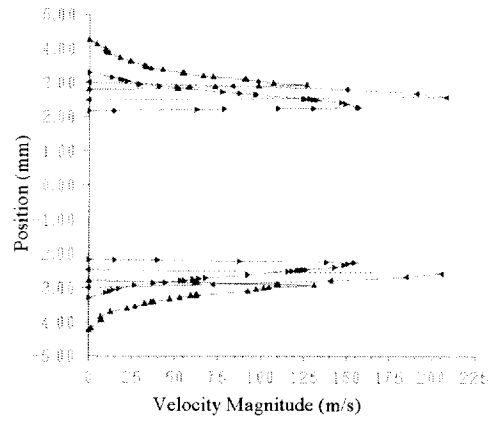
(a) $\Delta p = 50 \text{ mmHg}$



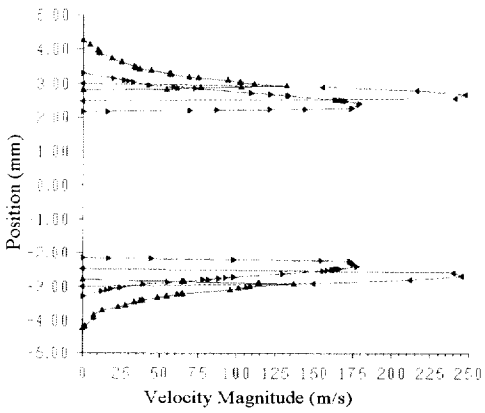
(b) $\Delta p = 100 \text{ mmHg}$



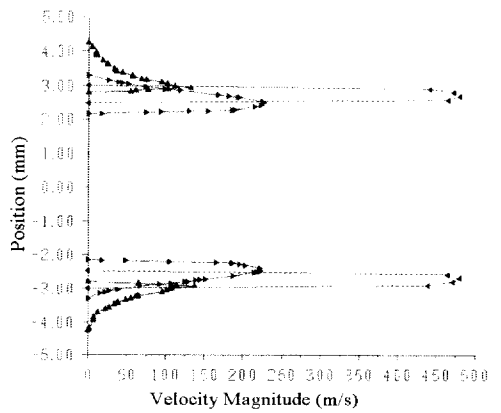
(c) $\Delta p = 200mmHg$



(d) $\Delta p = 300mmHg$



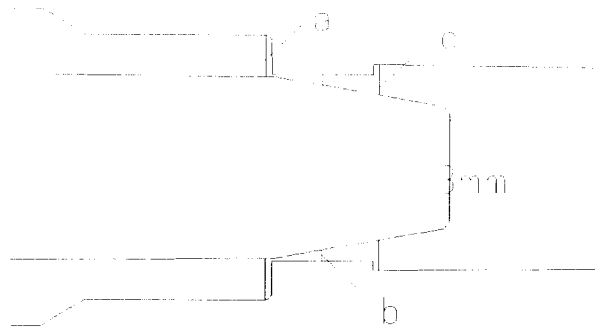
(e) $\Delta p = 400mmHg$



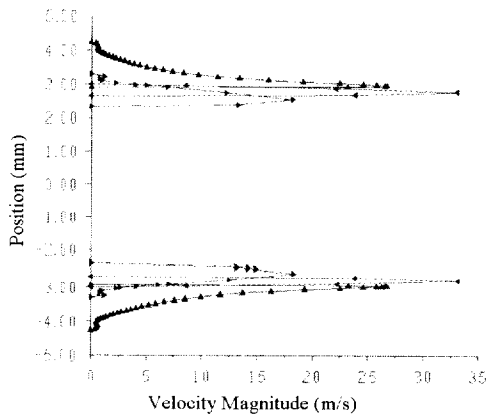
(f) $\Delta p = 500mmHg$

Fig. 2.3.9 Velocity profiles at displacement 2mm

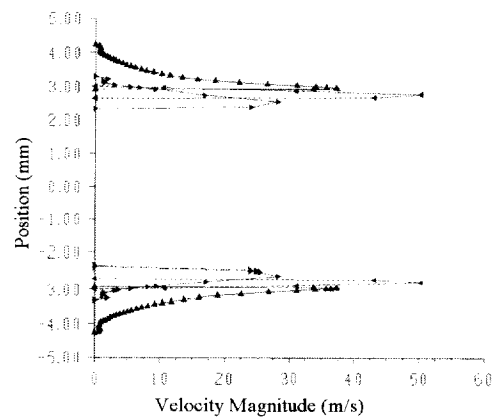
(3) 스풀변위 3mm



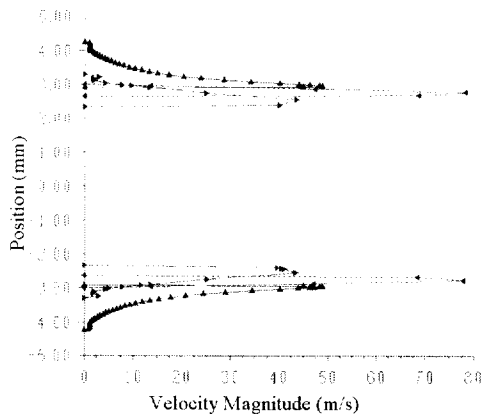
그림에서와 같이 스풀변위가 3 mm가 되면 스풀직경의 변화가 가장 급격히 변하는 부분에 오리피스 입구에 위치하게 된다. 각 지점에서의 면적비가 최대이므로, 모든 변위에 걸쳐서 b지점에서의 속도는 가장 적다. 유속은 변위 2 mm에 비하여 b지점에서 50% 정도로 감소하는 경향을 보인다.



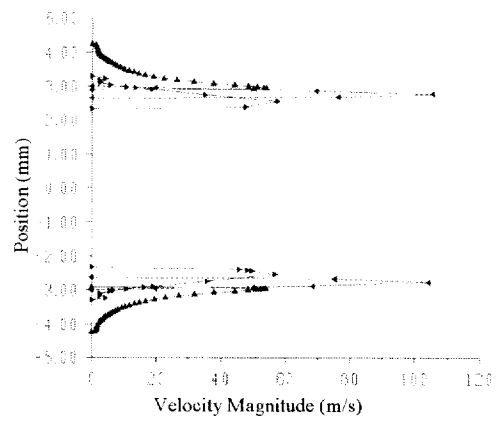
(a) $\Delta p = 50mmHg$



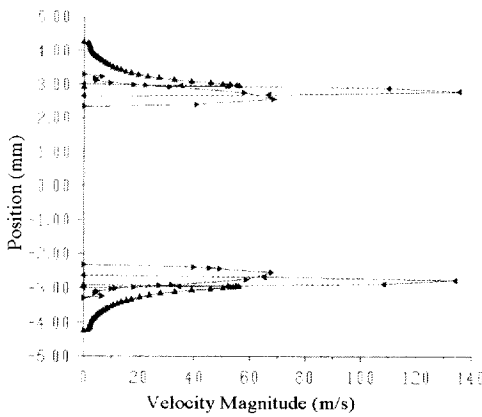
(b) $\Delta p = 100mmHg$



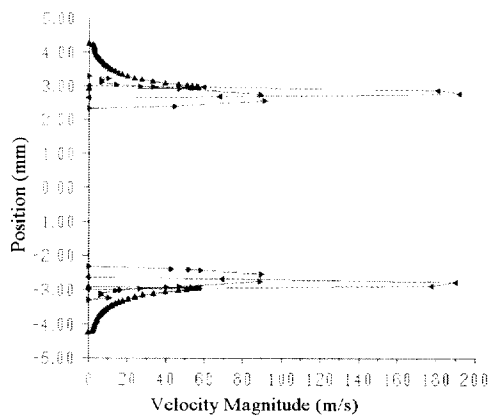
(c) $\Delta p = 200mmHg$



(d) $\Delta p = 300mmHg$



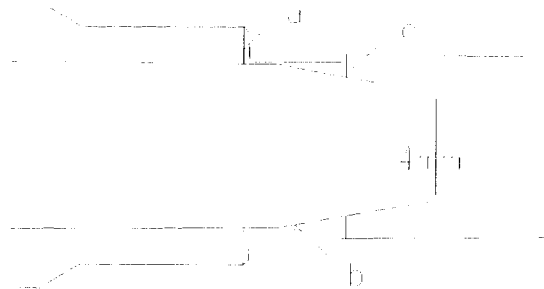
(e) $\Delta p = 400mmHg$



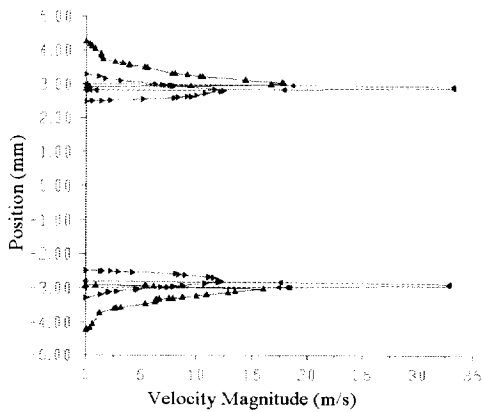
(f) $\Delta p = 500mmHg$

Fig. 2.3.10 Velocity profiles at displacement 3mm

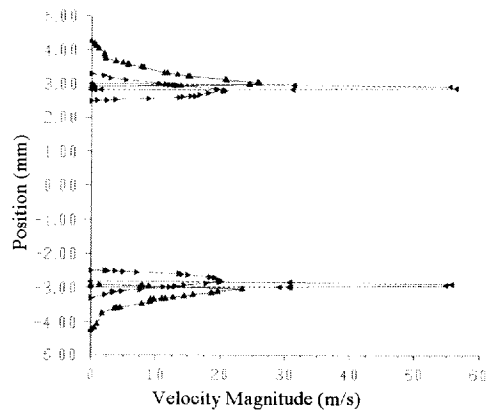
(4) 스폴변위 4mm



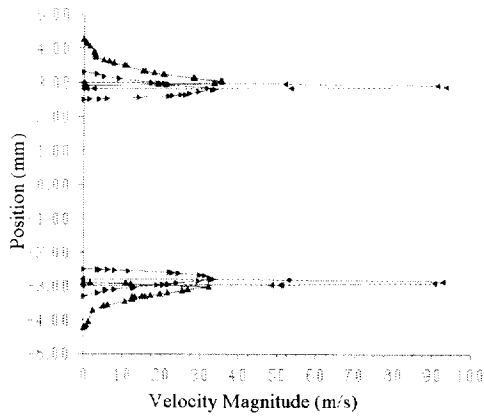
이 변위부터 a 지점과 c 지점의 유속에 비해 b 지점에서의 유속이 차압의 증가와 더불어 급격한 증가를 보인다. 이것은 b 지점에서 유로 단면적의 감소에 기인한다.



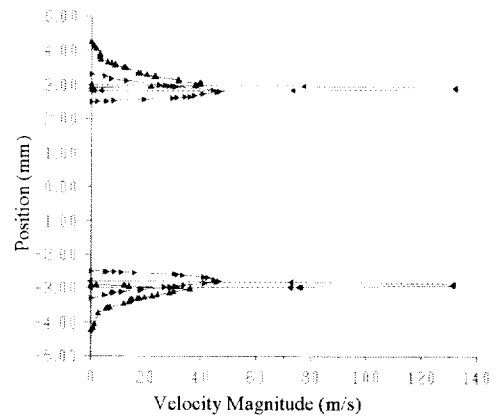
(a) $\Delta p = 50mmHg$



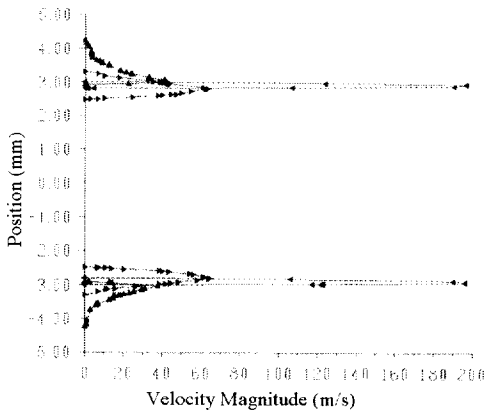
(b) $\Delta p = 100mmHg$



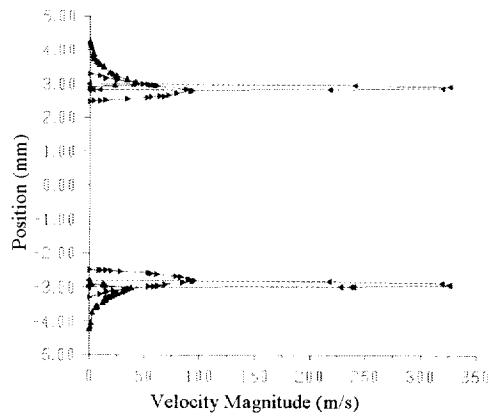
(c) $\Delta p = 200mmHg$



(d) $\Delta p = 300mmHg$



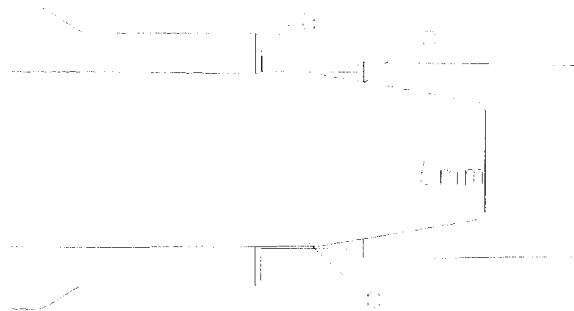
(e) $\Delta p = 400mmHg$



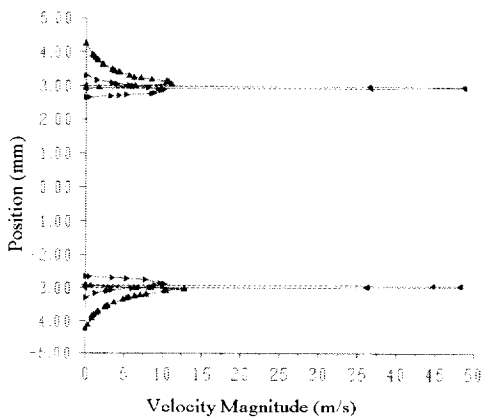
(f) $\Delta p = 500mmHg$

Fig. 2.3.11 Velocity profiles at displacement 4mm

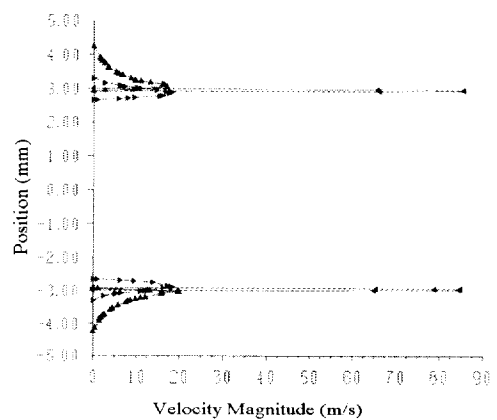
(5) 스폴변위 5mm



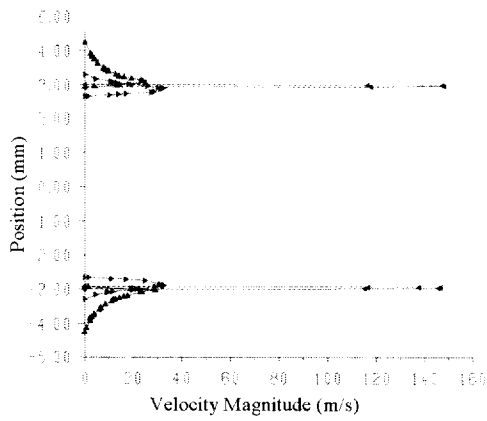
스폴변위 5 mm에서는 더욱 좁아진 유로로 인하여 b 지점과 c 지점에서 유속은 증가한다. 이 경우 a 지점의 유속은 4 mm 와 거의 비슷하고, b 지점의 유속은 변위 4 mm에 비하여 더욱 증가하는 경향을 보인다.



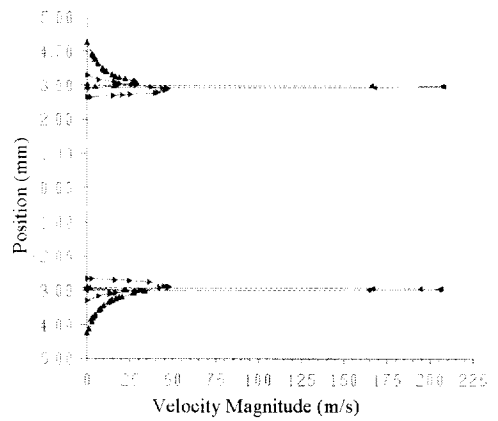
(a) $\Delta p = 50mmHg$



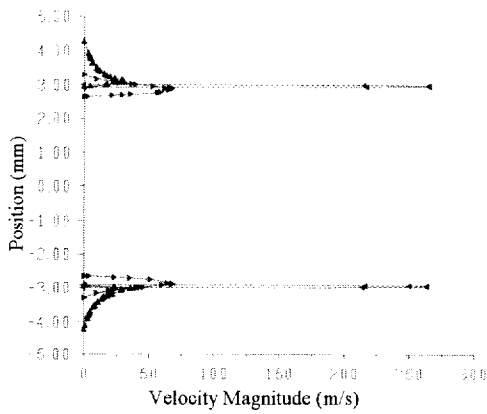
(b) $\Delta p = 100mmHg$



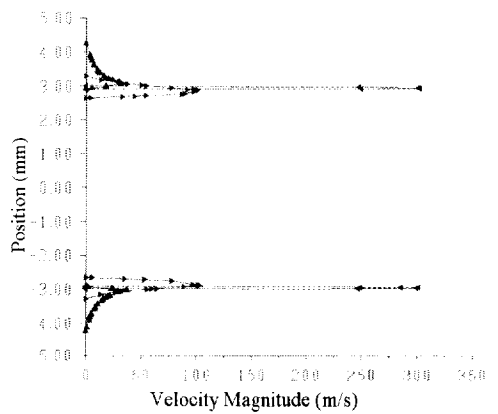
(c) $\Delta p = 200mmHg$



(d) $\Delta p = 300mmHg$



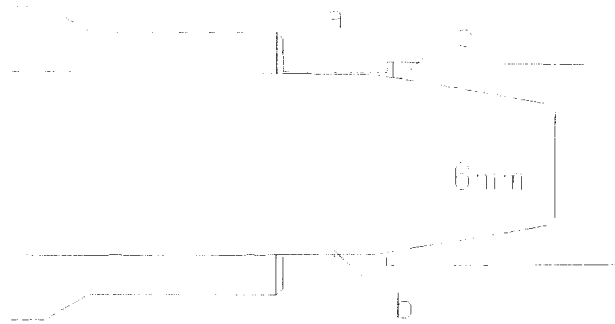
(e) $\Delta p = 400mmHg$



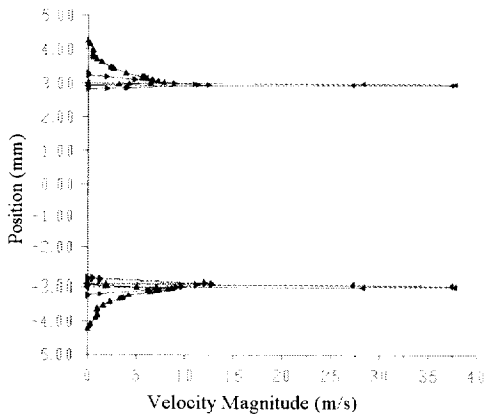
(f) $\Delta p = 500mmHg$

Fig. 2.3.12 Velocity profiles at displacement 5mm

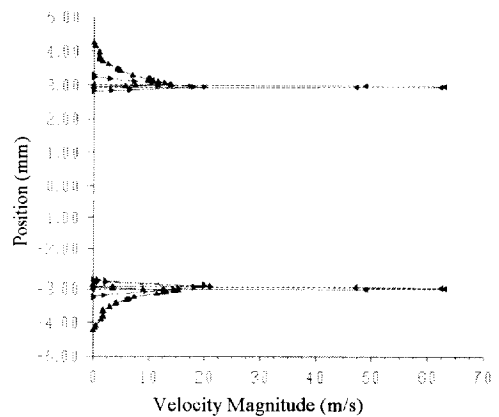
(6) 스폴변위 6mm



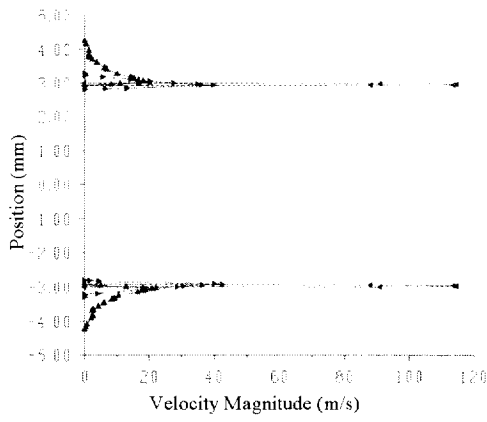
스폴변위 5 mm에 비해서 b 지점의 최대유속은 감소하는 경향을 보인다. 이는 b 지점의 면적이 더욱 감소됨에 따라 상대적으로 유체가 받는 표면 마찰 저항이 증가했기 때문이라 생각된다. 그리고, a 지점과 c 지점에서의 유속은 5 mm와 비슷한 양상을 나타내었다. 변위 7, 8 mm의 결과는 6 mm와 동일하게 나타나므로 여기서는 생략하기로 한다.



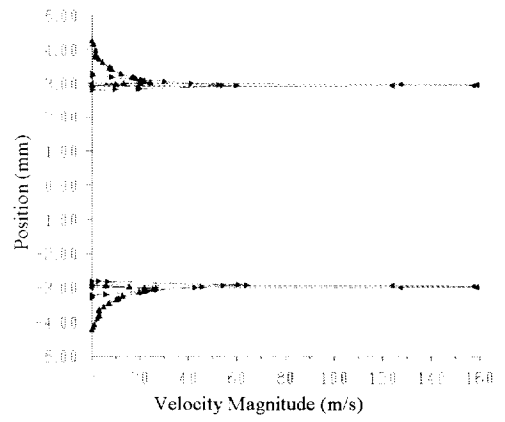
(a) $\Delta p = 50mmHg$



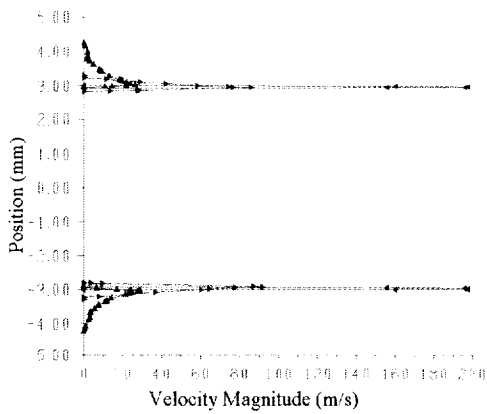
(b) $\Delta p = 100mmHg$



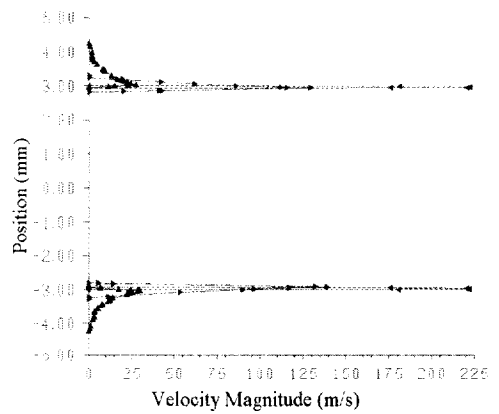
(c) $\Delta p = 200mmHg$



(d) $\Delta p = 300mmHg$



(e) $\Delta p = 400mmHg$



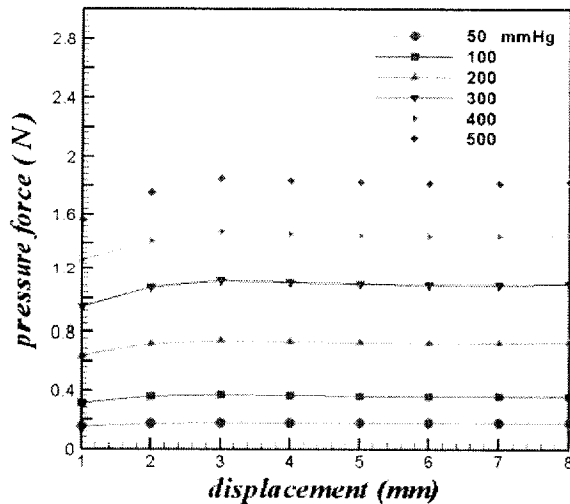
(f) $\Delta p = 500mmHg$

Fig. 2.3.13 Velocity profiles at displacement 6mm

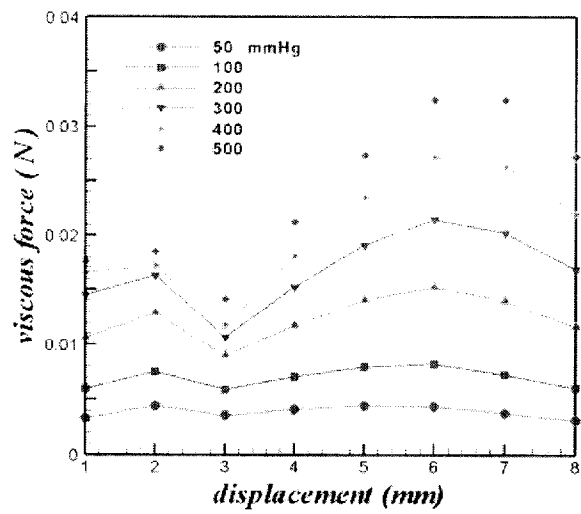
다. 차압의 변화에 따른 스펀의 동역학적 특성

밸브 내부의 스펀이 유체 중에 이동할 때 스펀에 작용하는 축방향의 외력을 계산하였다. 이 외력은 스펀의 표면에 수직으로 작용하는 압력과 스펀 표면을 유체가 흘러 갈 때 발생하는 마찰에 의한 점성력 (전단력)의 합으로 계산된다. 이 외력은 스펀의 변위를 결정하는 중요한 인자이다.

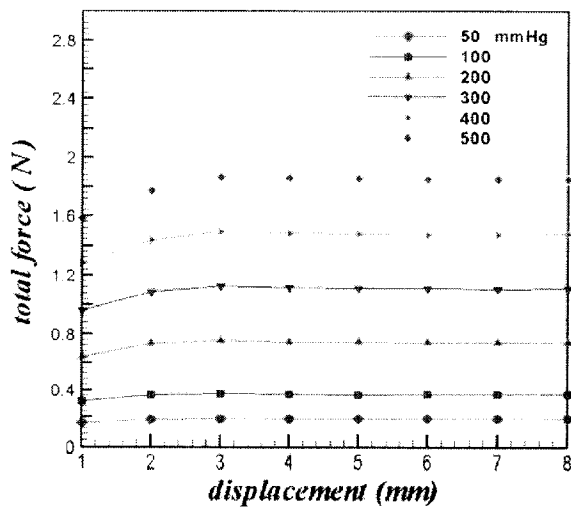
Fig. 2.3.14는 밸브 입출구의 압력차에 따른 스펀에 작용하는 외력을 나타낸 것이다. 그림 (a)는 스펀에 작용하는 압력힘을 나타낸 것인데, 차압이 500 mmHg일 때 가장 큰 값을 보이고 차압이 감소함에 따라 압력힘은 비례적으로 감소하는 경향을 보인다. 그리고, 차압이 낮을수록 변위변화에 대한 압력힘의 변화는 적음을 보여준다. 또한, 그림 (b)는 점성력을 나타낸다. 변위 3 mm까지는 감소하지만, 그 이후로는 급격한 증가를 보인다. 3 mm부터 오리피스에서의 유속은 급격히 증가하므로, 이와 상응하여 점성마찰력도 비례하여 급격히 증가함을 보인다. 그림 (c)는 이들의 총합을 보여준다. 압력힘과 점성력을 비교했을 때, 점성에 의한 마찰력이 $O(-2)$ 으로 작기 때문에 스펀의 동적거동을 고려한 비정상상태 수치모사 및 설계 프로그램 개발에서 이를 무시해도 좋다고 판단된다.



(a) Pressure force



(b) Viscous force



(c) Total force

Fig. 2.3.14 Total forces for various pressure and displacement

라. 차압의 변화에 따른 질량유량 특성

Fig. 2.3.15는 차압과 스펴변위의 변화에 따른 질량유량 특성을 구한 것이다. 먼저 스펴변위를 고정하고, 차압을 증가시키면 질량유량(이후 유량이라 칭함)이 증가하는 경향을 보인다. 이는 압력차가 커지면 유동속도가 증가하기 때문에 얻어지는 결과로 볼 수 있다.

변위에 따른 유량특성은 스펴의 기하학적 형상으로 인해 변위 3 mm까지는 유량이 급격하게 변하고, 그 이후로는 완만하게 변함을 알 수가 있다. 한편 400 mmHg와 500 mmHg 사이의 유량변화는 극히 적다는 것을 알 수 있다. 즉 이 때는 오리피스 부분에서 choking 현상이 발생한다고 여겨진다. 이러한 특성은 차압 50 mmHg이고 변위가 1 mm인 경우를 제외하고 모든 경우에 대하여 유체의 압축성을 고려했기 때문에 나타난 결과라 생각된다.

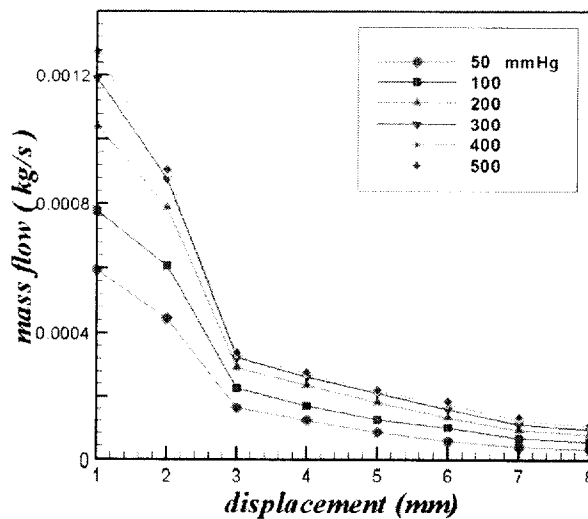


Fig. 2.3.15 Mass flow for various pressure and displacement

2.3.2 비정상상태 수치모사

앞에서 수행한 수치모사는 차압에 따른 스펴의 이동변위를 알지 못하므로, 실제로는 동적으로 움직이는 스펴을 준정상상태로 해석함으로써 요구유량을 만족하는 스펴의 이동변위를 알고, 내부 유동 특성을 파악하기 위함이었다.

준정상상태 수치모사의 결과 중 Fig. 2.3.14를 보면 알 수 있듯이 스펴의 거동은 점성에 의한 표면전단력보다는 압력힘에 의해 지배됨을 확인하였다. 따라서, 비정상상태에서 스펴의 거동을 모사함에 있어 본 연구에서는 압력힘만 고려하였다.

지배방정식은 2.2.3절과 동일하며, 스펴의 거동에 관여하는 힘은 Fig. 2.3.16과 같다. 여기서, 스펴의 거동은 스프링의 탄성변형에 의한 탄성력과 유동에 의한 압력힘의 차이에 의해 발생한다. 이들 힘의 차이를 오일러 양해법(Euler Explicit Method)을 통해 스펴의 움직임을 비정상적으로 모사하였다.

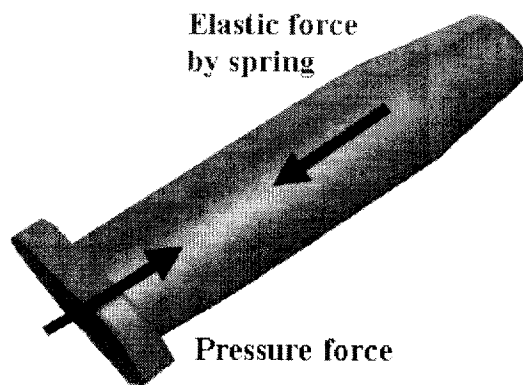


Fig. 2.3.16 Applying forces on the spool

유동에 의한 압력힘과 스프링의 탄성력의 차이에 의해 스푼은 거동되므로, 이들 힘의 차이는 Newton의 운동량방정식에 의해 다음과 같다.

$$F_r = m \frac{dv}{dt} = F_p - F_s$$

여기서, F_p 는 스푼에 작용하는 압력힘, F_s 는 스프링에 의한 탄성력이다. 이들 힘의 차이에 의해 거동하는 스푼의 속도는 다음과 같다.

$$dv = \frac{F_p - F_s}{m} dt$$

$$v_t = v_{t-1} + \frac{F_p - F_s}{m} \Delta t$$

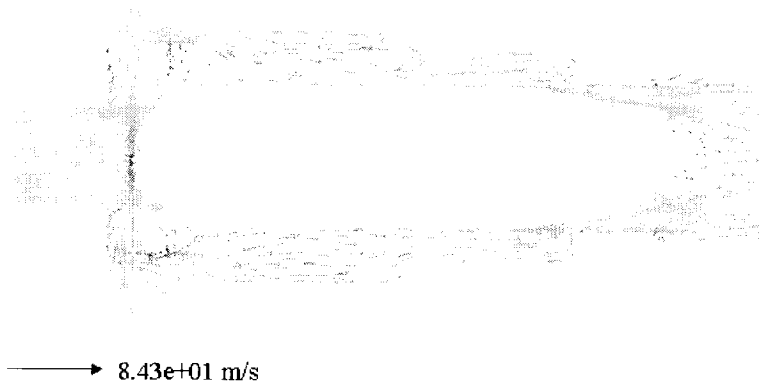
여기서, v_t 는 스푼의 현재속도, Δt 는 시간스텝, v_{t-1} 은 Δt 전의 속도이다.

가. 스펀저동에 따른 내부유동 변화

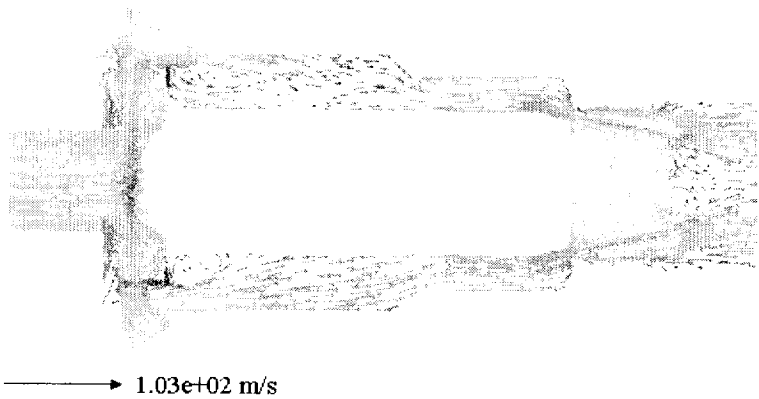
Fig. 2.3.17은 밸브양단의 차압이 50 mmHg인 경우에 대하여 스펀이 거동하여 힘의 균형이 이루어지는 시점까지 시간에 따른 밸브 내부의 유동을 나타낸 것이다. 그림에서 스펀 양단에 차압이 걸린 후 0.0004초가 지나면 유동은 왼쪽에서 오른쪽으로 흐르고, 밸브 입구쪽 스펀헤드부분에서 두개의 와류가 존재하고, 스펀 왼쪽의 헤드부분에 의해 유로가 좁아져 밸브 벽면부분으로 빠른 제트유동의 양상을 보인다. 이 때 발생한 제트유동은 밸브의 1/2 지점까지 진행되고 제트유동 하단에는 여러 개의 와가 존재하는 것을 확인할 수 있다.

밸브의 1/2지점을 지나면 유로는 다시 좁아지고 좁아진 유로를 지나면 스펀과 밸브의 틈새인 오리피스 영역이 나타난다. 오리피스 영역은 스펀의 이동에 의하여 영역의 크기가 결정된다. 즉 스펀이 오른쪽으로 이동하면 오리피스의 면적은 작아지고 반대로 왼쪽으로 이동하면 오리피스 면적은 커지게 된다. 오리피스의 전과 후는 각각 확대 축소관의 형태를 가지며 이러한 형태로 인하여 차압이 증가하면 유속이 초음속 영역에 도달할 수 있는 구조이다.

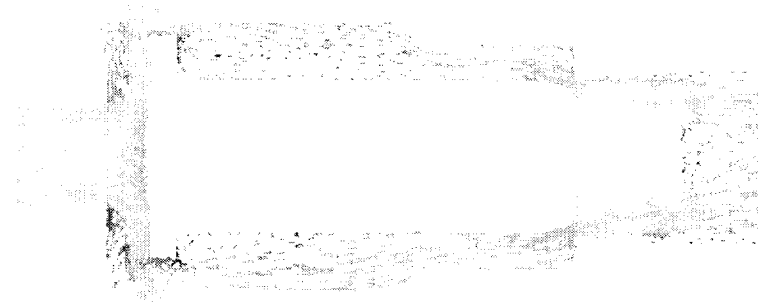
시간이 지나면 스펀은 오른쪽으로 이동하고 오리피스의 단면적은 줄어들게 된다. 따라서 오리피스를 지나는 유동은 빨라지게 된다. 시간 0.0004초 일 때의 오리피스를 지나는 유속은 약 84 m/s이고 0.0012초 에서는 약 100 m/s의 유속을 보인다. 시간이 좀 더 지나게 되면 유속은 120 m/s에 도달하게 된다. 시간 변화에 따른 전체적인 유동의 형태는 유속의 증가가 지배적이고 내부 유동양상의 변화는 크지 않은 것으로 판단된다.



(a) $t = 0.0004$ sec

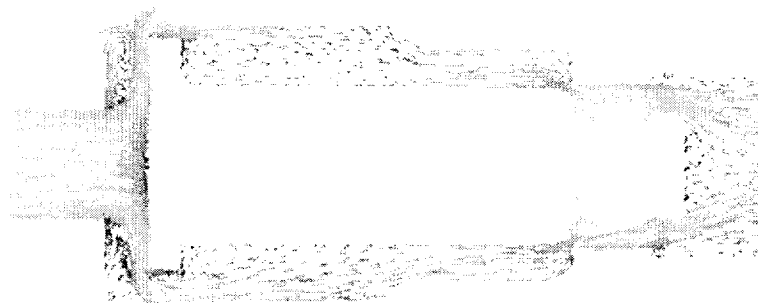


(b) $t = 0.0012$ sec



→ 1.15e+02 m/s

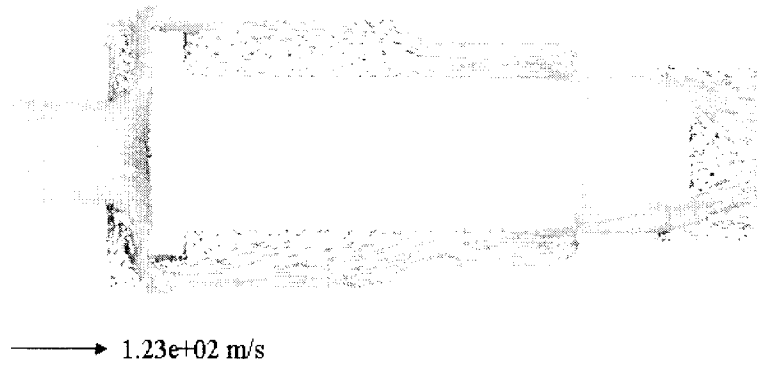
(c) $t = 0.002$ sec



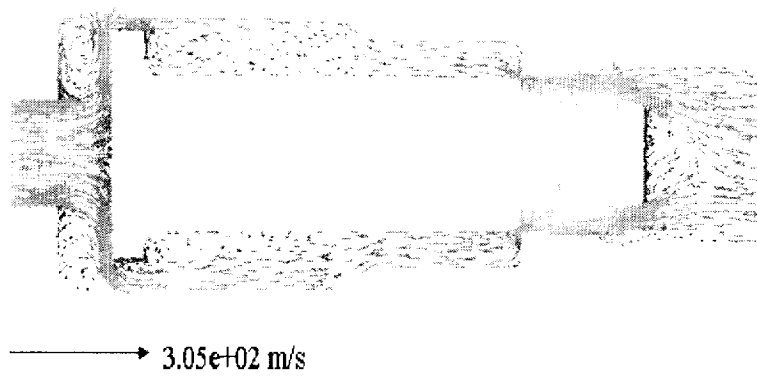
→ 1.24e+02 m/s

(d) $t = 0.0028$ sec

Fig. 2.3.17 Velocity distributions for various time at $\Delta p = 50 \text{ mmHg}$



(a) $\Delta p = 50 \text{ mmHg}$



(b) $\Delta p = 100 \text{ mmHg}$

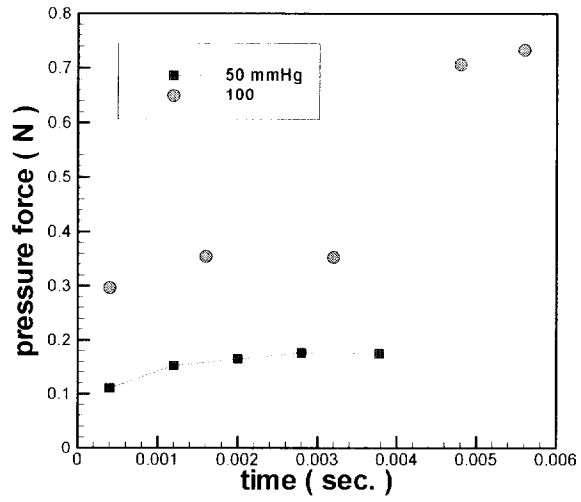
Fig. 2.3.18 Velocity distributions for various Δp

Fig. 2.3.18는 차압이 각각 50, 100 mmHg 인 경우에 대하여, 시간이 경과하여 스펀의 거동이 거의 없는 정상상태일 때 밸브 내부의 유동을 나타낸 것이다. 차압 50 mmHg에 비하여 100 mmHg인 경우의 스펀의 위치는 오른쪽으로 이동했다는 것을 확인할 수 있으며, 스펀의 이동으로 인하여 오리피스 단면적이 급격하게 좁아져 오리피스를 통과하는 최고 유속이 300 m/s에 도달하게 된다.

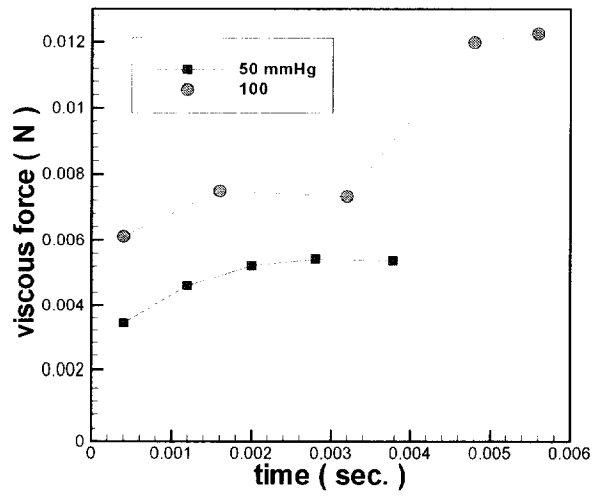
나. 시간 변화에 따른 스펀의 동역학적 특성

Fig. 2.3.19는 스펀이 차압을 받을 때 표면에 걸리는 힘들을 시간의 변화에 따라 도시한 것이다. Fig. 2.3.19 (a)는 압력에 대한 힘을 나타낸 것이고, (b)는 점성에 대한 힘 그리고 (c)는 이 두 힘들의 합을 나타낸 것이다. 그림에서 힘의 변화는 차압 50 mmHg인 경우에 선형적으로 변하는 반면에 차압 100 mmHg인 경우에는 시간 0.003초 이후에 크게 증가하는 모습을 보인다. 이는 이 때에 오리피스의 단면적이 급격히 줄어들어 오리피스를 지나가는 가스의 유속이 급격히 증가함으로 압력차가 크게 발생하기 때문에 나타난 현상이다.

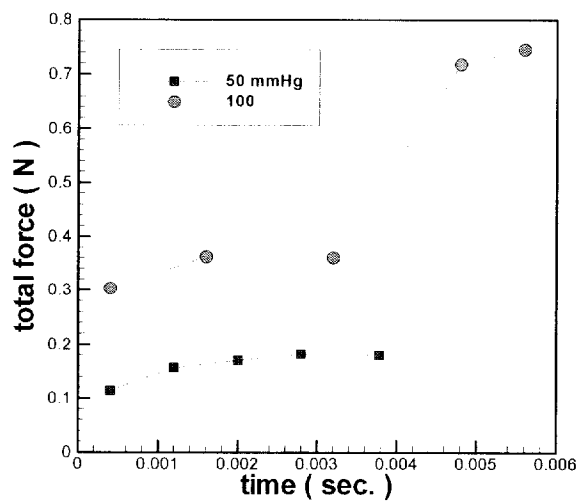
그림에서 힘의 크기는 압력힘이 점성력에 비하여 500배 정도 크다는 것을 알 수 있다. 따라서 스펀이 받는 전체힘은 Fig. 2.3.19 (c)에 나타난 것처럼 압력에 의한 힘이 지배적이라고 할 수 있다.



(a) Pressure force



(b) Viscous force



(c) Total force

Fig. 2.3.19 History of total forces on the spool for various pressure

다. 차압의 변화에 따른 질량유량 특성

Fig. 2.3.20은 차압 50, 100mmHg인 경우의 시간에 따른 질량유량의 변화를 도시한 것이다. 일반적으로 관 내부유동에서 유량을 구하여 통과하는 유체의 양을 구하지만, 본 연구에서는 유동이 마하수 0.3 이상이므로 압축성 유동으로 유동해석을 수행하였고, 따라서 밀도변화를 고려하여 질량유량으로 밸브를 지나는 가스의 양을 구하였다. 그림에서 차압 50 mmHg인 경우는 약 0.00055 kg/s 정도의 질량유량이 나오고, 차압 100mmHg에서는 약 0.0007 kg/s의 유량이 나오는 것을 확인할 수 있고, 이 결과는 실험을 통하여 얻은 결과와 비교적 잘 일치함을 알 수 있었다.

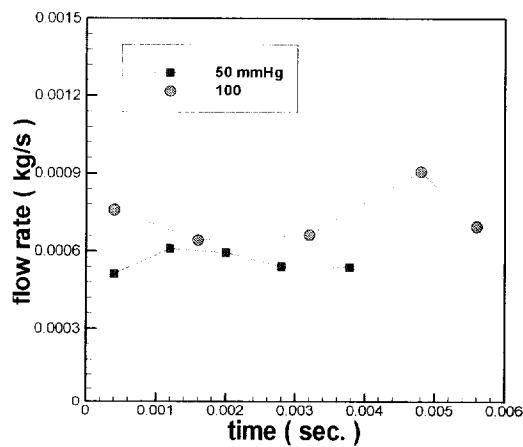


Fig. 2.3.20 History of mass flow for various pressure

제 3 장 결 론

본 PCV 밸브 내부의 수치해석에서 오리피스 틈새의 유동속도는 압축성을 고려해야하는 범위인 마하수 0.3을 넘기 때문에 본 연구에서는 밸브 내부유체를 밀도와 온도가 변하는 압축성 유체로 생각하여 해석을 수행하였다. 따라서, 오리피스 틈새가 작아지는 경우 유체의 속도는 증가하지만 이 때의 유체의 밀도는 감소하게 된다. 그러므로 오리피스를 통과하는 유량은 속도 증가보다 적은 양이 늘어난다. 이러한 현상은 유속이 초음속 영역으로 도달해가는 차압 400 mmHg과 500 mmHg 인 경우 choking 현상으로 설명된다.

그림에서 스펴의 이동변위가 커지면 오리피스의 틈새는 작아지고 작아진 단면적으로 인하여 유량이 감소하는 현상을 보인다. 여기서 변위가 1~3 mm 까지는 유량이 급격하게 감소하지만 3 mm 이후부터는 유량감소가 완만히 이루어짐을 알 수 있는데, 이는 page 22의 Table 2.3.1에 나타난 바와 같이 변위 3 mm 까지는 오리피스 단면적이 급격히 변하고, 이후부터는 완만하게 변하기 때문이다.

유량이 완만하게 변하는 3 mm 보다 큰 경우에도 변위가 3~6 mm 까지는 비교적 유량변화가 크고 6~8 mm 까지는 유량변화가 적음을 보여주는데, 이는 차압변화에 따른 유량특성 해석결과에서 설명한 압축성 유동의 결과라 생각된다. 즉, 변위 6 mm 이상에서 오리피스의 틈새는 극히 미세하고 이에 따라 유속은 초음속으로 증가하기 때문이다.

그리고 변위가 3 mm보다 클 때의 단면적은 실제 밸브 가공 시 발생하는 가공오차의 영역이므로 현장에서 밸브를 양산할 때에는 유량 테스트를 거쳐 요구유량이 나오는 제품만을 출하하고 있다.

PCV 밸브 내부의 유동을 해석하여 얻은 스펴에 가해지는 힘과 밸브를 통과하는 유량특성 해석을 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- 스펴에 미치는 축방향 힘은 압력힘이 지배적이고 점성력은 무시할 만하다.

- 밸브 내부의 동력학적 해석을 통하여 스펴이 이동하는 변위를 계산 할 수 있었다.
- 밸브를 통과하는 질량유량은 차압이 증가하면 많아지는 경향을 보이지만, 차압 300 mmHg 이상에서는 압축성 유동의 영향으로 유량이 완만히 증가한다.
- 스펴의 이동변위가 커지면 밸브 내의 유로가 좁아져 유량은 감소하고 변위가 3 mm 보다 커지면 유체의 압축성으로 인하여 유량이 완만하게 감소한다.
- 비정상상태 수치모사에서 차압 50, 100mmHg 일 때의 PCV밸브를 통과하는 질량유량은 각각 0.00055, 0.0007 kg/s이고, 이것은 실험결과와 잘 일치하였다.

<부 록>

● 변위 계산 프로그램 개요

밸브의 입출구에서 걸리는 압력차에 의해 야기된 유동이 발생하면서 밸브 내부의 스톱은 이동하게 된다. 실제 현상은 비정상적이고 동적으로 발생한다. 이 현상을 실제 현상과 같이 동일하게 수치모사함에 있어서 야기되는 문제점은 스톱의 이동변위가 3mm부터 오리피스 단면적과 밸브의 평균 단면적 비는 아주 크게 되고, 이 부분에서 생성격자가 스톱의 이동과 함께 음의 체적을 가지게 되며, 수치해석 상의 에러를 발생시킨다.

이러한 문제점을 해결하기 위한 방책으로는 계산 상의 시간스텝을 아주 작게 가져가는 법이 있으나, 계산시간의 막대한 증가를 가져온다.

따라서, 밸브 내부의 스톱에 걸리는 압력분포가 Fig.3.2.1~3.2.48에 나타난 것과 같이 입출구 양단의 차압이 스톱의 헤드부와 하단 테이퍼부에 작용하므로 스프링의 탄성력과 스톱의 양단 압력차에 의한 힘을 이용하여 변위 계산 프로그램을 작성하였다. 이 프로그램은 스톱의 형상에 무관하게 스톱 양단의 압력차만 알면 변위를 계산 할 수 있도록 되어 있다.

우선, 본 연구의 해석모델의 X3모델에 대해서 이론식을 구축하였고, 이를 일반화하였다.

X3모델의 스톱형상과 치수는 page 22의 Fig.3.1.7과 같다.

또한, 이 프로그램의 입력데이터는 Table A에서 같이 스톱의 헤드부와 바디가 이어지는 곳을 $L = 0mm$ 로 하였고, $x = 17.5mm$ 는 스프링의 수축 길이를 의미한다. 즉, $x = 17.5mm$ 일 때는 스프링의 수축이 최대로 일어난 상태에서 이 때의 직경은 $D = 5.956mm$ 를 가지게 된다. 여기에 대한 개략적인 그림은 Fig. A과 같다.

Table A Input Data Sheet

No.	$L(mm)$	$D(mm)$	$x(mm)$
0	0.0	5.956	17.5
1	5.0	5.956	12.5
2	8.9	5.946	8.6
3	11.4	5.904	6.1
4	12.5	5.879	5.0
5	15.5	5.826	2.0
6	17.5	5.174	0.0

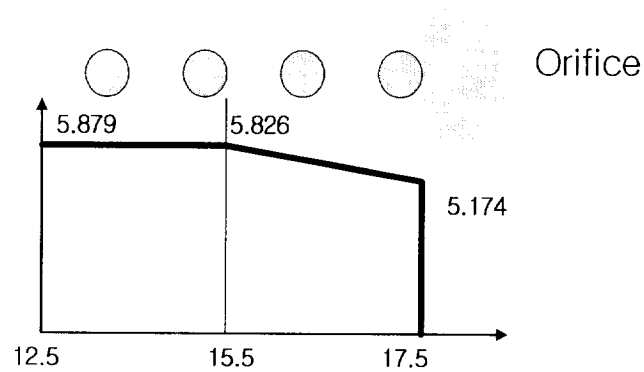


Fig. A Schematic diagram for calculating program for a displacement of a spool

이 프로그램의 이론적 배경은 스프링의 직경이 변하는 곳에서 구간을 정하고, 그 구간에서 압력차에 의한 작용하는 힘과 스프링의 탄성력을 계산하여 정확한 변위를 찾도록 되어 있다. 직경이 변하는 구간에서 직경이 선형적으로 변한다고 가정하였고, 스프링의 이동변위에 대한 1차함수로서 그 구간을 함수로서 정의하였다. 각 구간마다 식(1)과 같이 정의를 하고, 여기에 구간 별로 데이터 시트의 값을 적용하여 정리하면 식(2)~(4)처럼 된다.

이것을 프로그래밍하기 위해 보다 배열함수를 이용하여 다시 쓰게 되면 식(5)~(7)처럼 된다. 이 식을 일반화하면 식(8)처럼 임의의 변위 x 에서 직경 d 를 구하는 최종의 일반식을 얻을 수 있다. 이 식을 차압에 의한 힘과 스프링 탄성력이 같다는 조건의 식(9)에 적용하게 되면, 프로그램 상에서 각 구간별로 직경이 선형적으로 변하는 모든 스프링에 대해서 적용이 가능한 일반식 식(10)을 얻게 된다.

이 식은 변위 x 의 2차함수로서 비선형방정식 풀이법에 의해 x 의 값을 찾도록 구성되어 있다.

$$d = ax + b \quad (1)$$

$$d_6 = 5.174 + \frac{5.826 - 5.174}{2.0 - 0.0} (x - 0.0) \quad (2)$$

$$d_5 = 5.826 + \frac{5.879 - 5.826}{5.0 - 2.0} (x - 2.0) \quad (3)$$

$$d_1 = 5.956 + \frac{5.956 - 5.956}{17.5 - 12.5} (x - 12.5) \quad (4)$$

$$d[6] = D[6] + \frac{D[5] - D[6]}{x[5] - x[6]} (x - x[6]) \quad (5)$$

$$d[5] = D[5] + \frac{D[4] - D[5]}{x[4] - x[5]} (x - x[5]) \quad (6)$$

$$d[1] = D[1] + \frac{D[0] - D[1]}{x[0] - x[1]} (x - x[1]) \quad (7)$$

$$d[i+1] = D[i+1] + \frac{D[i] - D[i+1]}{x[i] - x[i+1]} (x - x[i+1]) \quad (8)$$

$$A \triangle P = kx \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & \left(\frac{D_i - D_{i+1}}{x_i - x_{i+1}} \right)^2 x^2 + 2 \left[D_{i+1} \left(\frac{D_i - D_{i+1}}{x_i - x_{i+1}} \right) - x_{i+1} \left(\frac{D_i - D_{i+1}}{x_i - x_{i+1}} \right)^2 - \frac{2k}{\pi \triangle p} \right] x \\ & + \left[D_{i+1}^2 - 2D_{i+1} \left(\frac{D_i - D_{i+1}}{x_i - x_{i+1}} \right) x_{i+1} + \left(\frac{D_i - D_{i+1}}{x_i - x_{i+1}} \right)^2 x_{i+1}^2 \right] = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

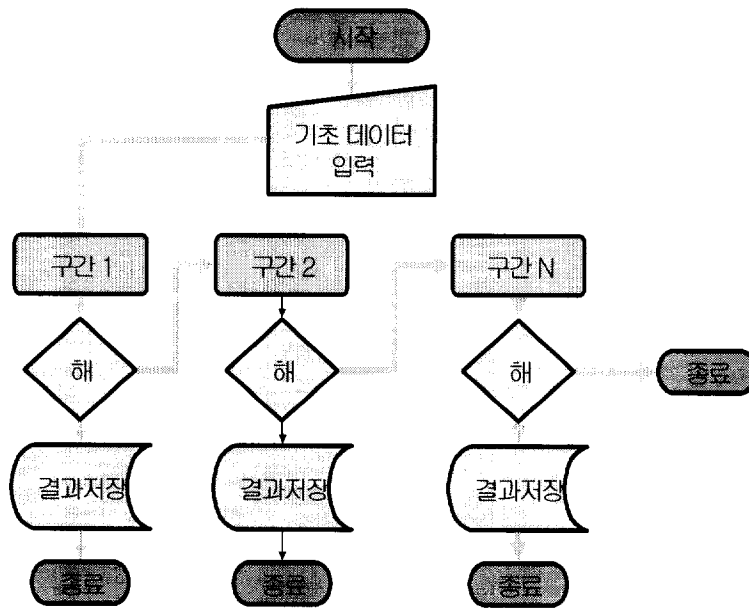


Fig. B Flowchart for displacement calculation of the spool

Fig. B는 변위 계산프로그램의 순서도를 나타낸다. 기초데이터를 입력하면 스풀의 직경이 선형적으로 변하는 구간마다 스풀에 작용하는 압력힘과 스프링 탄성력이 균형이 이루는 변위 x 를 그 구간에서 해가 존재하지 않으면 그 다음 구간으로 넘어가서 해를 구하게 된다.

이 프로그램에 X3모델의 스풀형상을 입력데이터로 주었을 때, 그 결과값은 Table B와 같다.

Table B Results of the calculation

차압($mmHg$)	변위(mm)	스프링상수 (g_f/mm)
50	0.888336	17.94
100	2.20393	
200	4.091682	
300	6.228307	
400	8.407701	
500	10.538626	

프로그램의 실행화면은 Fig. C와 같다.

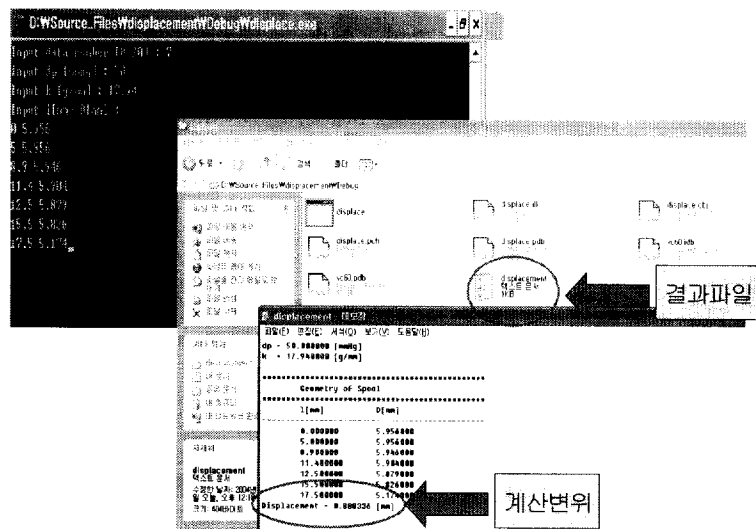


Fig. C Example of execution

참 고 문 헌

1. R. L. HOEKSTRA, K. COLLIER, N. MULLIGAN and L. CHEW, 1995, "EXPERIMENTAL STUDY OF A CLEAN BURNING VEHICLE FUEL", Int. J. Hydrogen Energy Vol. 20, No. 9, pp.737-745
2. 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
3. H. K VERSTEEG and W. MALALASEKERA, "An introduction to computational fluid dynamics - The finite volume method", Prentice Hall, 1995
4. Knowles, D., "Automotive Emission Control and Computer Systems", 1st edn. Reston Publishing Company, Reston, Virginia, 1984
5. Ireland, G. E., "Automotive Fuel, Ignition and Emission Control Systems", 1st edn. Breton Publishers, Boston, MA, 1981
6. Quillon, R. D., Meckel N. T. and Mofitt, J. V., "Cleaner crankcase with blowby diversion", SAE paper 807, SAE transactions pp.295-312, 1965
7. Chen-Yen Chow, "An Introduction to Computational Fluid Mechanics", 1981
8. Patrick H. Oosthuizen, William E. Carscallen, "COMPRESSIBLE FLUID FLOW", 1997

9. 홍준표 저, “C 및 FORTRAN에 의한 컴퓨터 수치해석”, 2004