

피스톤 냉각용 오일제트 비정상 유동 해석

권지혁¹⁾ · 이연원^{*2)} · 김재환³⁾

부경대학교 대학원 기계공학부¹⁾ · 부경대학교 기계공학부²⁾ · (주)이원정공 기술연구소³⁾

Unsteady Flow Analysis of Oil Jet for Cooling the Piston

Jihyuk Kwon¹⁾ · Yeonwon Lee^{*2)} · Jaehwan Kim³⁾

¹⁾Division of Mechanical Engineering, Graduate School of Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

²⁾Division of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

³⁾LEEWON PRECISION CO., LTD, 940-18 Yerim-ri, Jeonggwan-myeon, Gijang-gun, Busan 619-731, Korea

(Received 24 July 2006 / Accepted 2 October 2007)

Abstract : In order to enhance the performance of an automotive engine, many researchers have been carried out. An oil jet cooling a piston is one of important parts for engine performance. Therefore, the efficient cooling system of an oil jet is needed. In this paper, unsteady flow analysis of the oil jet which consists of a check valve and a nozzle has been accomplished. And the reaction between mass flow rate and ball movement was also investigated.

Key words : CFD(전산유체역학), Oil jet(오일 제트), Check valve(체크 밸브), Damped harmonic motion(감쇠진동), Mass flow rate(질량 유량)

1. 서론

자동차 엔진의 경우 동력전달의 기능 외에도 연소실의 기능까지 함께 하고 있어 과도하게 온도가 상승할 경우 엔진 부품의 변형을 일으킬 수 있다. 따라서 엔진의 온도 상승을 억제하기 위해 다양한 종류의 효율적인 냉각 시스템이 사용되고 있다.

엔진의 구성 부품 중 하나인 피스톤의 냉각 시스템에 사용되고 있는 장치 중에서 최근에는 오일 제트(oil jet)를 이용하여 크라운의 하부를 냉각시키는 방식과 피스톤 내부에 오일 갤러리를 만들어 이를 이용하여 냉각하는 방식이 많이 사용되고 있다.¹⁾ 오일제트와 오일갤러리를 이용하는 경우에 필수적인 사항이 엔진을 냉각시키기 위한 충분한 엔진오일의 양과 정확한 분사위치이다. 일반적으로 오일제트는 내부에 유량을 제어하는 체크 밸브(check valve)와

정확한 분사위치를 결정하기 위한 노즐(Nozzle)로 구성된다. Fig. 1은 본 연구에서 사용된 오일제트의 내부 단면을 나타내고 있다.

본 연구에서는 유량 제어의 목적으로 사용되는 체크 밸브 주위의 유동을 중심으로 전산유체역학(CFD)적 기법을 이용하여 해석을 수행하였다. 또한 볼 타입의 체크 밸브에 작용하는 힘의 역학적 관계

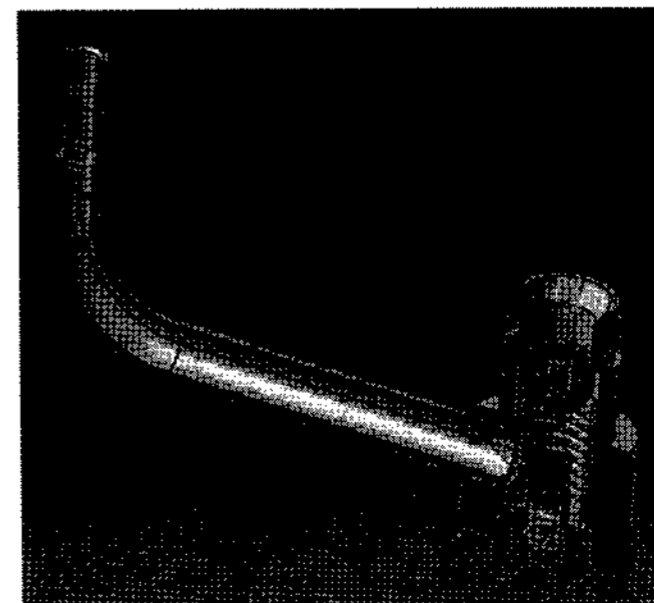


Fig. 1 Sectional view of oil jet

*Corresponding author, E-mail: ywlee@pknu.ac.kr

를 통하여 비정상 상태에서의 볼의 움직임과 시간에 따라 변하는 유동의 특성 및 토출 유량을 관찰하는 것이 본 연구의 목적이다.

2. 이론 해석

2.1 볼의 거동

연구의 주제인 오일 제트의 경우 입구와 출구에서의 차압에 의해서 작동한다. 따라서 오일 제트의 경우 입구와 출구의 압력차가 변하게 되면 그 내부 유동과 토출되는 엔진오일의 유량이 변하게 된다.

오일 제트는 입구의 압력이 개변압보다 커져 밸브가 열리게 되면 열려지는 유로를 통해 엔진오일이 유입된다. 이때 벽면과 볼에 의해 생기는 유로의 면적에 의해 토출 유량이 결정되게 된다.

비정상 해석은 볼에 작용하는 힘에 의해 움직이는 볼의 거동과 체크 밸브 내부의 유동 특성을 알아보기 위함이다. 볼 체크 밸브의 경우 입구에서 유입되는 엔진오일의 압력에 의한 힘과 볼 하부에 위치한 스프링의 탄성력, 그리고 볼 자체의 무게에 의해 볼의 움직임이 결정된다. Fig. 2는 볼에 작용하는 각 힘의 성분을 나타내고 있다.³⁾

볼의 위치를 정상위치(볼 체크 밸브가 닫힌 상태)에서 해석을 수행 할 경우 격자의 형성이 불가능하기 때문에 볼을 0.6[mm]하부의 위치로 이동하여 계산을 수행하였다. 이때의 Force balance를 맞추기 위해 0.6[mm] 하부에 위치 할 때의 스프링 탄성력 ($F_{Default}$)을 추가하였다.

볼의 거동은 볼에 작용하는 각 힘들의 합에 의해 구해진 볼의 변위를 움직임 격자법(Moving Mesh Method)을 이용하여 재현하였다.

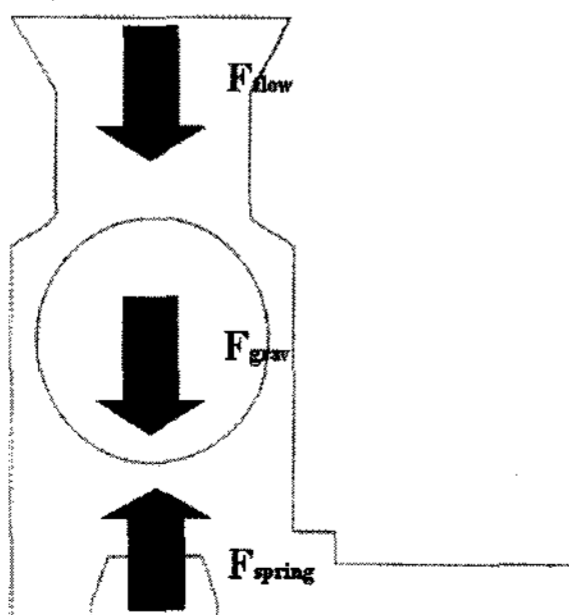


Fig. 2 Force balance at the check valve

아래의 식 (1)은 Newton의 제 2법칙으로 표현된 볼에 작용하는 힘의 방정식을 나타내고 있다.

$$m \frac{dv}{dt} = -F_{flow} - F_{grav} + kz + F_{Default} \quad (1)$$

여기서

F_{flow} : 엔진 오일에 의한 압력힘 [N]

F_{grav} : 볼 자체의 무게 [N]

k : 스프링의 탄성력 [N/m]

식 (1)을 이산화 하면 다음과 같다.

$$m \left[\frac{d_2 - d_1}{\Delta t^2} + \frac{v_1}{\Delta t} \right] = -F_{flow} - F_{grav} + kd_2 + F_{Default} \quad (2)$$

여기서

d : 볼의 위치 [m]

Δt : Time step size [s]

또한 하침자의 경우 1은 초기위치를 2는 이동 후 위치를 나타낸다. time step size의 경우 1.0e-5 [s]의 시간을 사용하였다. time step size의 경우 볼의 움직임에 따라 격자의 크기가 변하기 때문에 다양한 time step size를 사용하여 계산을 수행하였다. 식 (2)를 통해서 볼의 새로운 위치를 결정하면 다음 식 (3)과 같이 된다.

$$d_2 = \frac{-F_{flow} - F_{grav} + m \frac{v_1}{\Delta t} + m \frac{d_1}{\Delta t^2} + F_{Default}}{\frac{m}{\Delta t^2} - k} \quad (3)$$

식 (3)을 통해서 결정된 볼의 새로운 위치까지 볼이 이동하면서 볼 주위의 격자가 변형된다. 이때에 대해서 유동 해석을 수행한다. 이 때 새로운 위치 d_2 는 다시 d_1 이 된다. 위의 계산 과정을 반복하여 볼 위치에 따른 유동 해석을 수행 할 수 있다.⁴⁾ Fig. 3은 볼의 위치를 결정하는 과정을 Flow chart로 나타내었다. 초기 볼의 위치와 시간 간격 등의 변수를 설정하여 유동해석을 수행한 후, 유체의 힘에 의해 새로운 변위를 계산 한다. 이렇게 구해진 새로운 볼의 위치 d_{i+1} 이 새로운 d_i 가 되어 반복 계산을 수행한다.

2.2 수치해석

Fig. 4는 수치해석을 위한 오일제트의 해석 격자

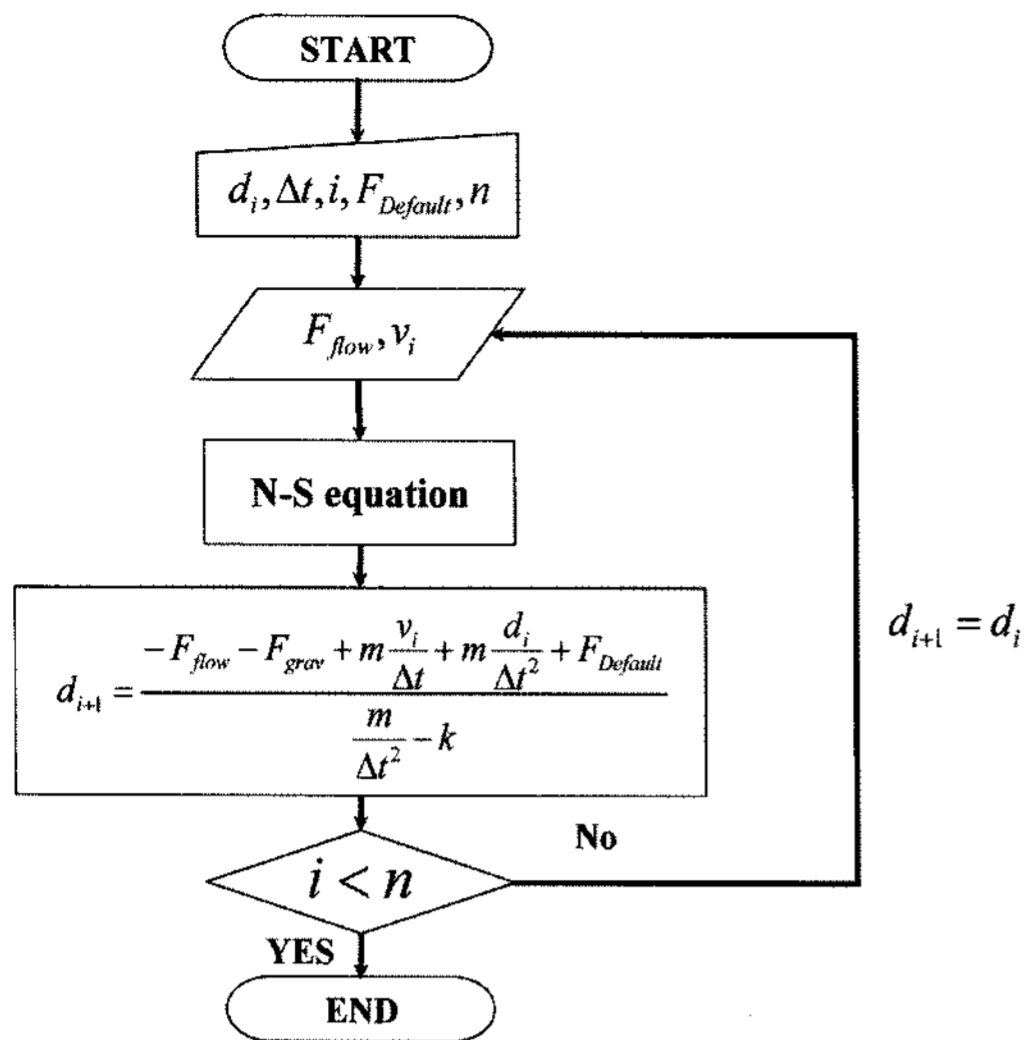


Fig. 3 Flow chart for ball displacement

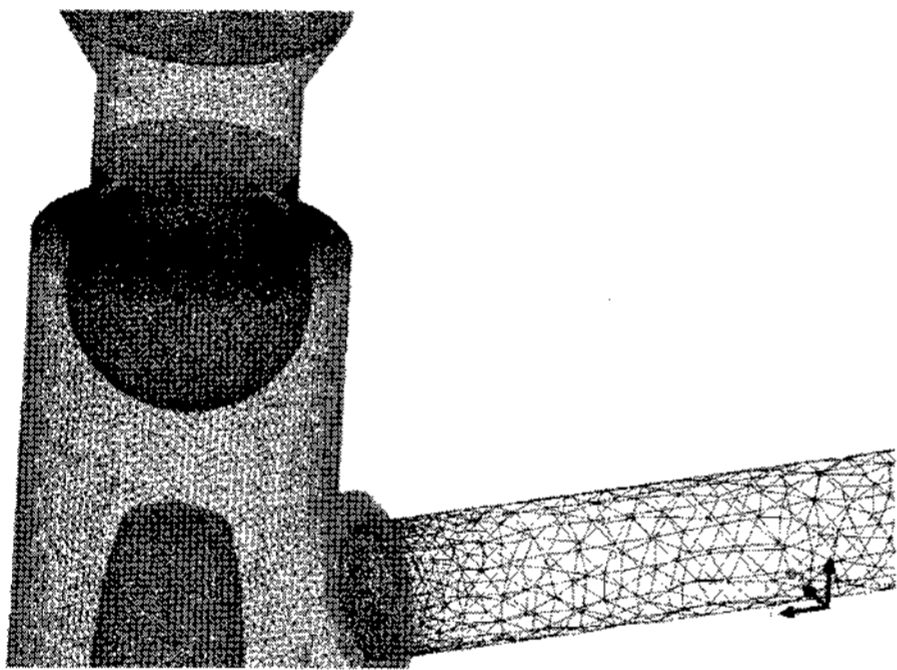
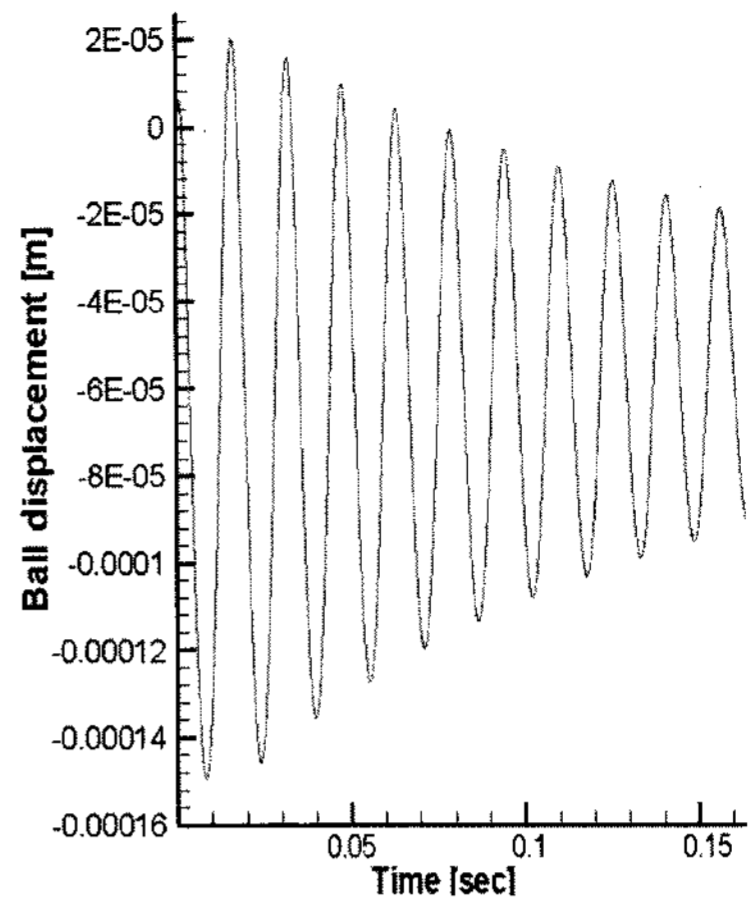


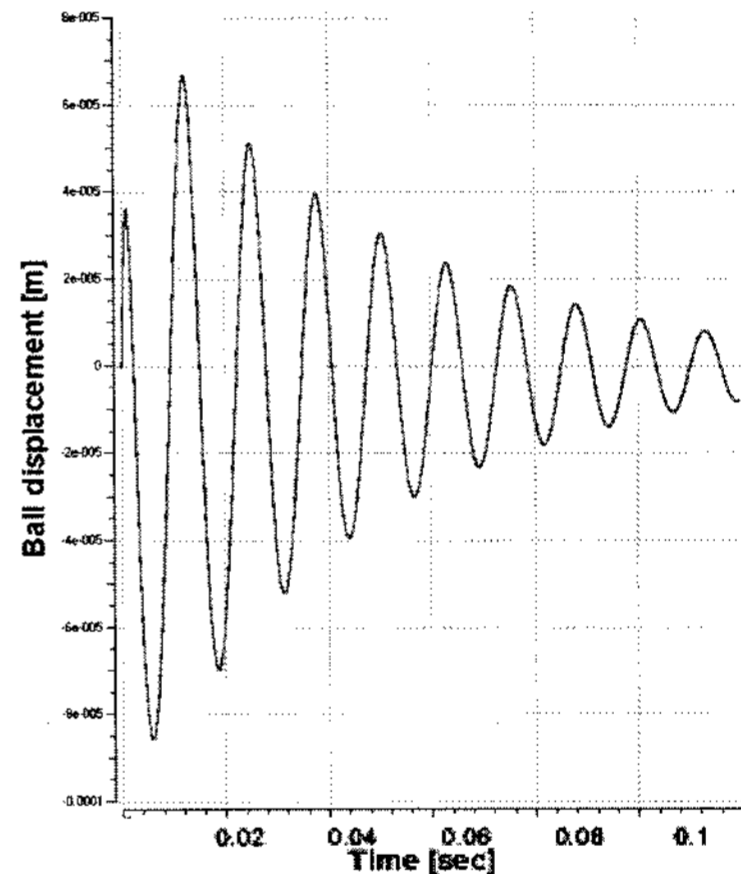
Fig. 4 Computational grid system of check valve

계를 나타내고 있다. 격자의 경우 사면체격자와 프리즘 격자를 혼합하여 사용하였다. 또한, 볼의 움직임과 복잡한 유동이 발생할 것으로 예상되는 체크 밸브 부분에 보다 많은 격자를 사용하였다. 실제 오일제트의 경우 볼의 하부에 스프링이 있지만 격자의 왜곡도를 증가시켜 해의 수렴성을 저하시키기 때문에 그 형상은 무시하고, 스프링에 의한 탄성력만을 고려하였다.

수치해석을 수행하기 위해서 가장 신중하게 고려해야 할 부분이 경계조건이다. 오일제트는 입구와 출구의 차압에 의해서 장치가 작동하기 때문에 입구와 출구에서는 압력 조건을 적용하였다. 입구의 압력은 4[kgf/cm²]와 2.5[kgf/cm²]이고, 출구 압력은 대기압을 적용하였다. 또한 볼과 오일제트의 벽면은 점착 조건을 적용하고, 볼의 경우 볼에 작용하는



(a) 4.0[kgf/cm²]



(b) 2.5[kgf/cm²]

Fig. 5 Ball displacement for various pressure

힘에 의해 그 위치가 변하기 때문에 Moving wall 조건을 적용하였다.

오일 제트에 사용된 작동 유체는 SAE 10W30 엔진오일을 사용하였다. 또한 엔진오일의 온도는 90[°C]로 고정을 하였다.

오일 제트의 경우 관을 지나는 유동으로 생각할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 관내 유동에서 다양한 경우에 대해서 적용성을 인정받은 표준 k-ε 난류 모델을 적용하였다.²⁾ 또한 해석을 위해 상용 코드인 CFX를 사용하여 해석을 수행하였다.

3. 결과 및 검토

3.1 압력에 따른 볼의 거동

Fig. 5는 입구 압력 4.0[kgf/cm²]와 2.5[kgf/cm²]일 때의 시간에 따른 볼의 거동을 나타내고 있다. Fig. 5에 나타난 것과 같이 볼 거동의 경우 시간에 따라 진폭이 감소하는 감쇠진동의 형태를 나타내고 있는 것을 알 수 있다. 이러한 현상을 감쇠진동이라고 한다. 또한 입구 압력의 증가에 따라 그 진폭이 증가하고 감쇠진동의 감쇠율은 작아진다. 즉 압력이 커짐에 따라 진동의 수렴에 걸리는 시간이 길어지고, 유량의 변동이 커진다.

3.2 토출 유량

본 연구에서 가장 중요한 결과는 시간에 따른 토출 유량이 어떻게 변하는가를 알아보는 것이다. 아래의 Fig. 6에 시간에 따른 토출 유량을 나타내고 있다. 토출 유량의 경우 역시 볼의 변위와 마찬가지로 감쇠진동을 하면서 수렴해 가는 것을 알 수 있다. 하

지만 변위와 비교해 볼 때, 볼이 상승할 경우 토출 유량은 줄어들고, 볼이 하강을 할 경우, 토출 유량이 상승하는 것을 알 수 있다. 이는 통과 면적이 넓어짐에 따라 토출되는 유량이 증가하고 통과 면적이 좁아질 때, 유속은 빨라지지만 볼 주위에 재순환 영역이 발생하는 등 저항으로 작용하는 요소가 증가하면서 토출 유량이 감소하는 것을 나타낸다.

압력이 높을 경우 유량이 수렴해 가는 속도가 늦고, 압력이 낮을 경우 유량은 빠르게 수렴하였다. 스프링과 볼을 기준으로 할 때, 외력이라고 할 수 있는 압력이 클 경우 유량의 감쇠율이 작고, 압력이 작을 경우 더 빠르게 수렴하는 것을 알 수 있다.

또한 유량과 볼의 위치는 주기 f의 절반인 f/2의 위상차가 나는 것을 알 수 있다. 이것은 볼의 위치가 상승할수록, 토출 유량이 줄어들고, 볼의 위치가 아래로 내려올수록, 유량이 감소한다.

3.3 유동 해석

3.3.1 속도장

Fig. 7은 입구 압력이 4.0[kgf/cm²]와 2.5 [kgf/cm²]일 때의 속도를 contours로 나타낸 것이다. 두 경우 모두 볼과 오일 제트 벽면에서의 좁은 틈에서 최대 속도를 나타낸다. 하지만 두 경우의 속도 값은 차이가 난다. 볼의 주위에서는 유체가 볼의 표면을 따라 유체가 빠르게 흐르는 것을 관찰 할 수 있다. 볼을 따라 빠르게 흐르는 유동 이외의 부분에서는 속도가 급하게 감소하는 것을 관찰 할 수 있다.

또한 볼을 중심으로 노즐로 이어진 관에 가까운 쪽의 속도가 더 빠르게 나타난다. 이는 관에 가까운 부분에서의 압력 감소가 먼 부분에서의 압력 감소보다 작기 때문이다.⁵⁾

또한 Fig. 8은 볼 주위에서 발생하는 재순환 영역을 나타내고 있다. 재순환 영역은 입구의 압력이 4.0[kgf/cm²]일 때와 2.5[kgf/cm²]일 때 모두 동일하게 발생하였다. 이는 형상 자체의 문제에 의해서 발생한다. 볼과 벽에 의해 형성된 좁은 틈을 통해서 빠져 나온 유체는 넓어진 공간에서 제트 유동과 같은 현상에 의해 벽 표면에서 박리(Separation)이 발생함에 의해 발생한다. 또한 재순환 영역의 경우 유체의 에너지 손실에 관련된다. 따라서 이 부분에 대한 형상

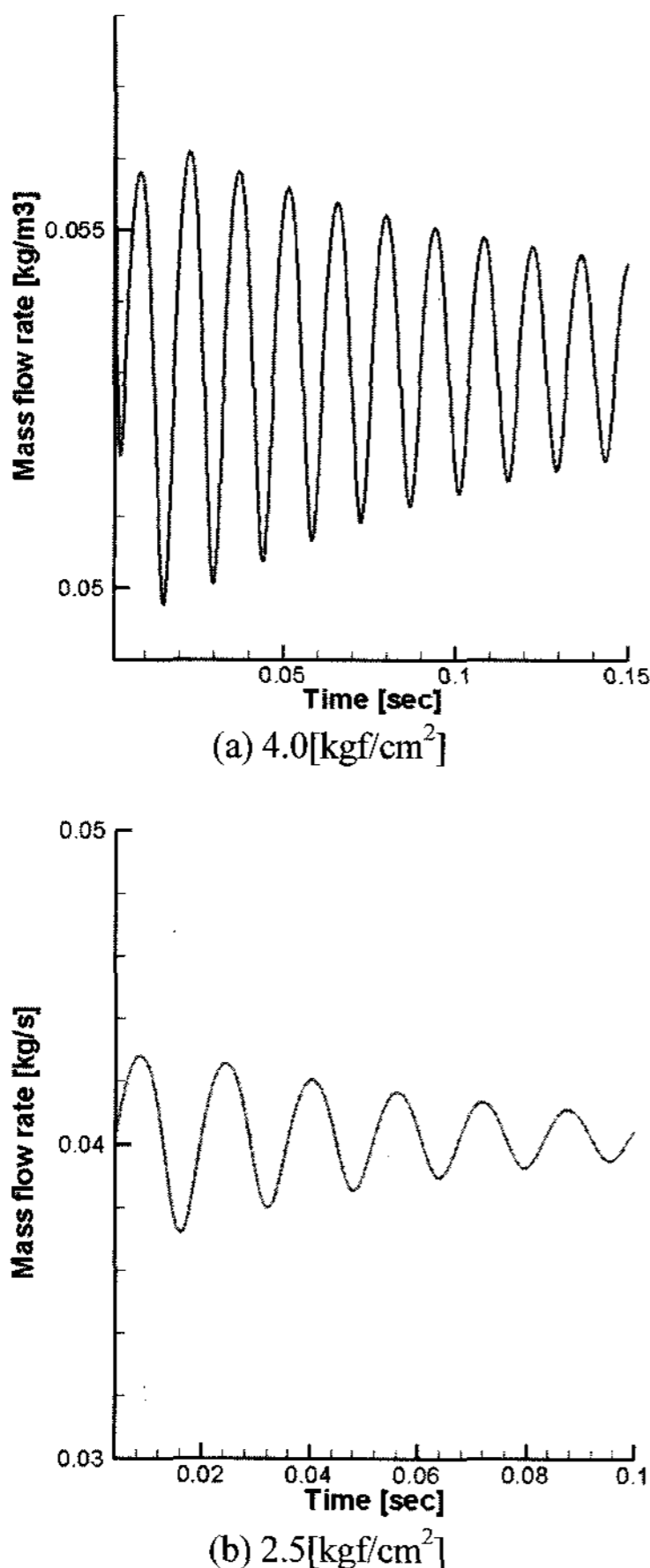
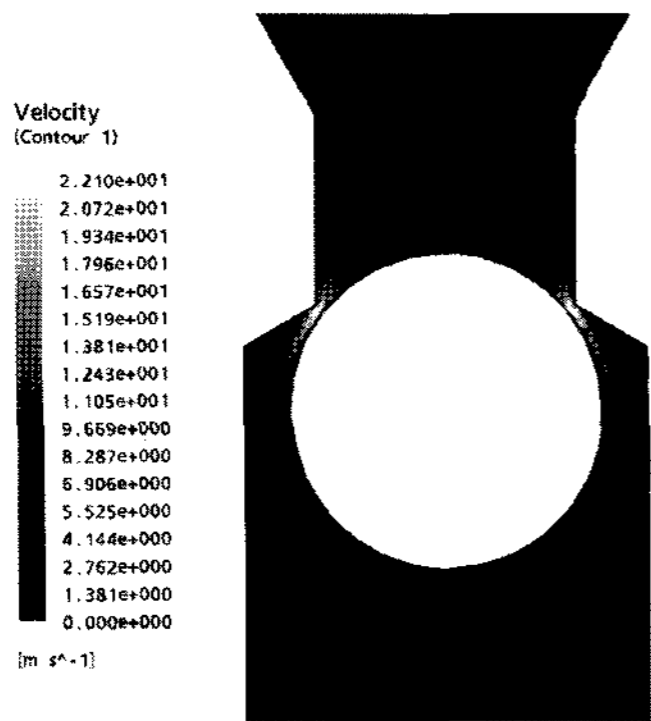
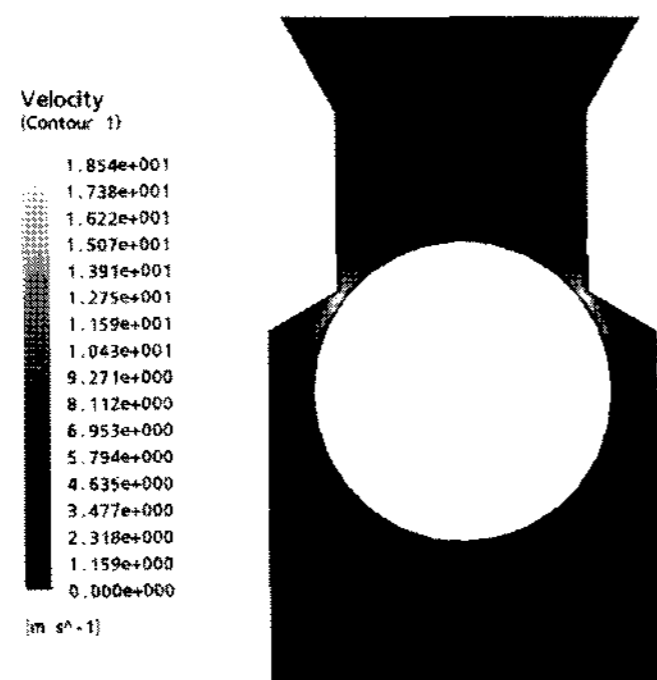


Fig. 6 Mass flow rate for various pressure



(a) 4.0[kgf/cm²]



(b) 2.5[kgf/cm²]

Fig. 7 Velocity contours for various ball position

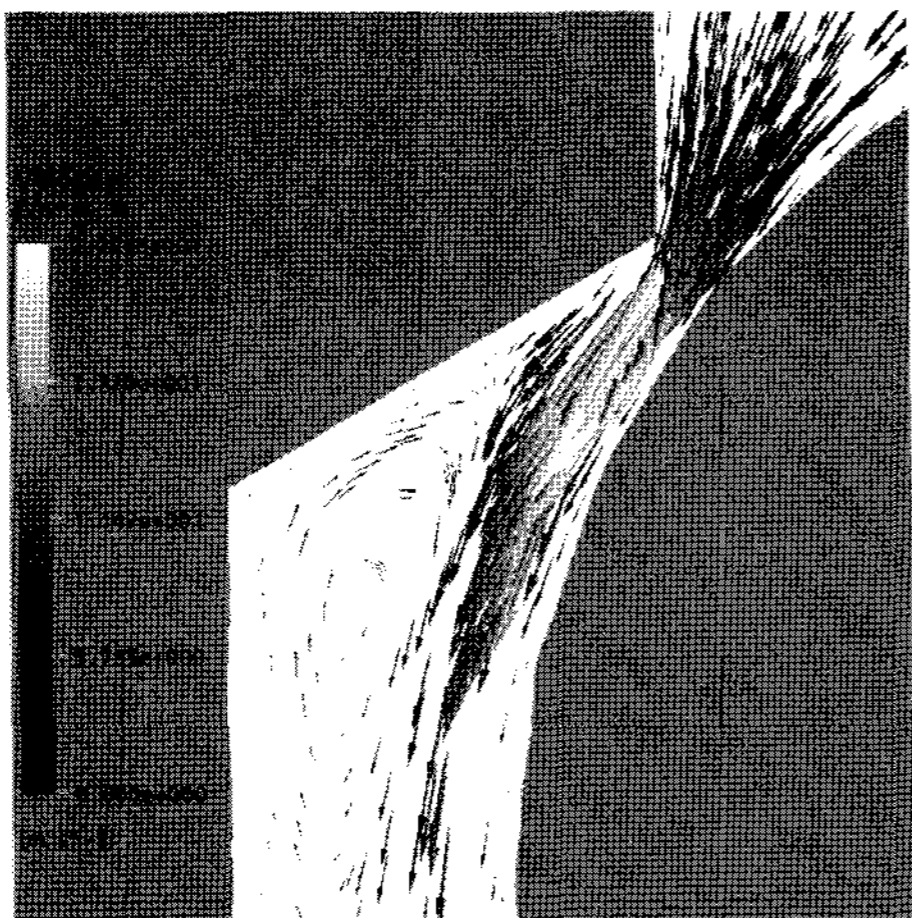


Fig. 8 Recirculation zone around ball

의 개선을 통해서 에너지 손실을 줄일 수 있다.

Fig. 9는 체크 밸브 내에서 엔진오일의 유동을 유선으로 나타내었다. 체크 밸브를 지난 엔진오일은 넓어진 공간을 지나면서 복잡한 유동의 특성을 나타낸다. Fig. 10의 (a)에서는 비정상 상태에서 입구

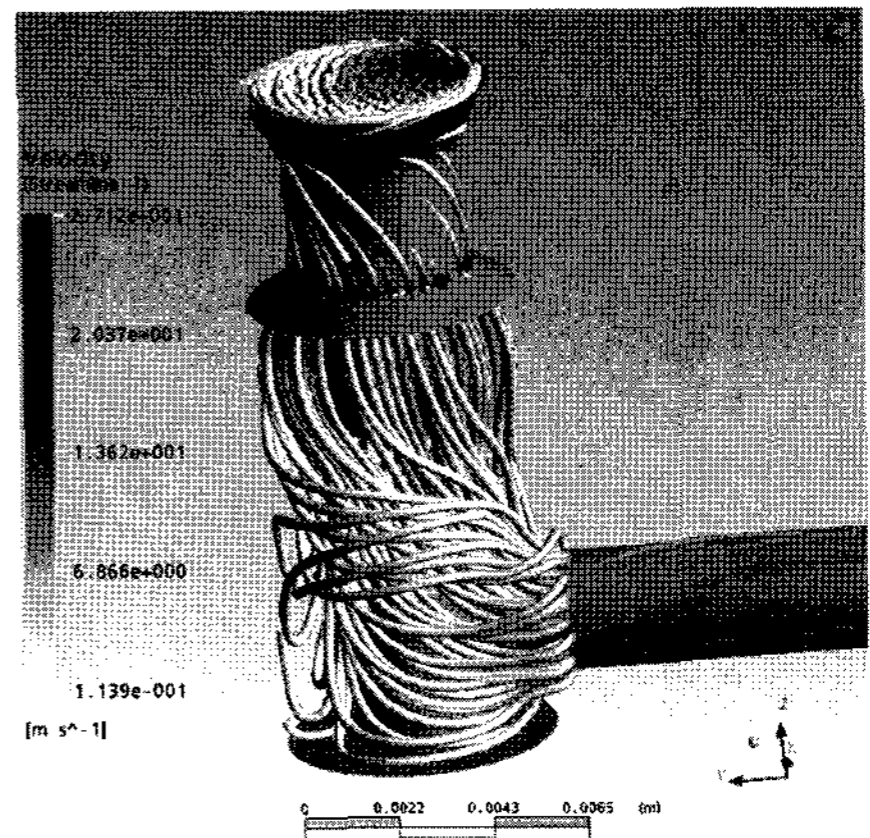
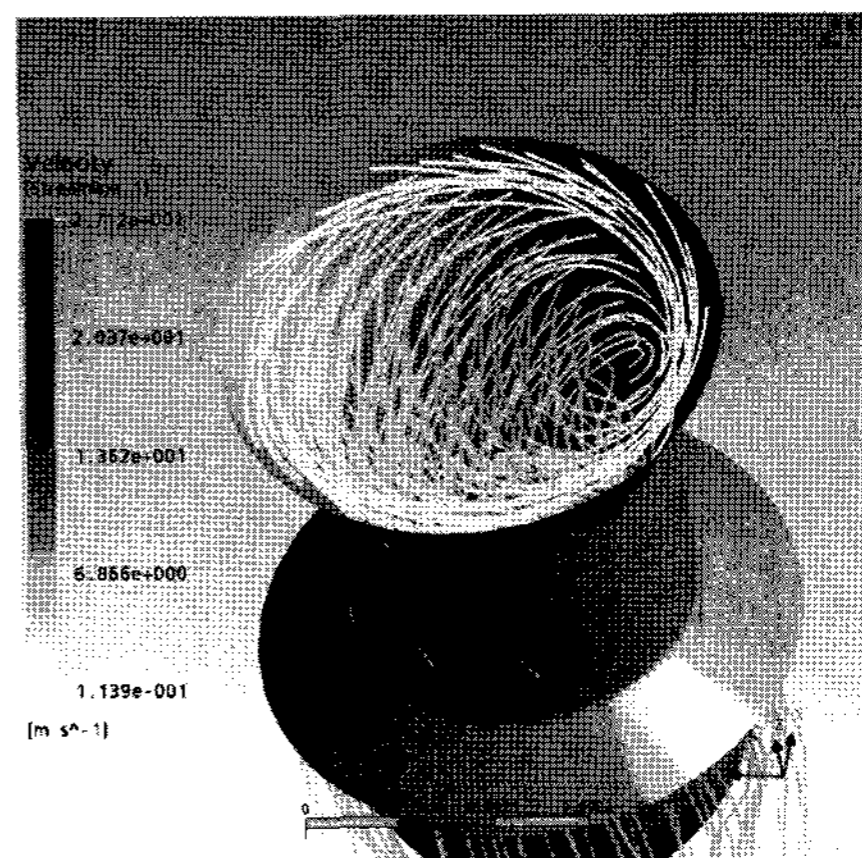
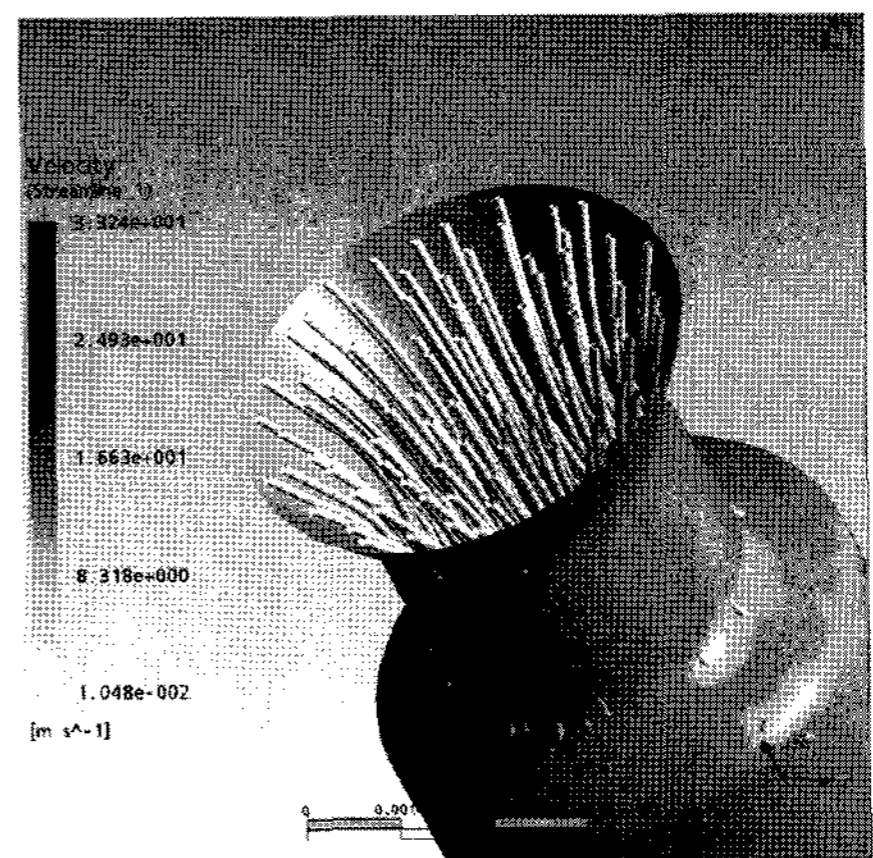


Fig. 9 Streamlines at check valve



(a) Unsteady state



(b) Steady state

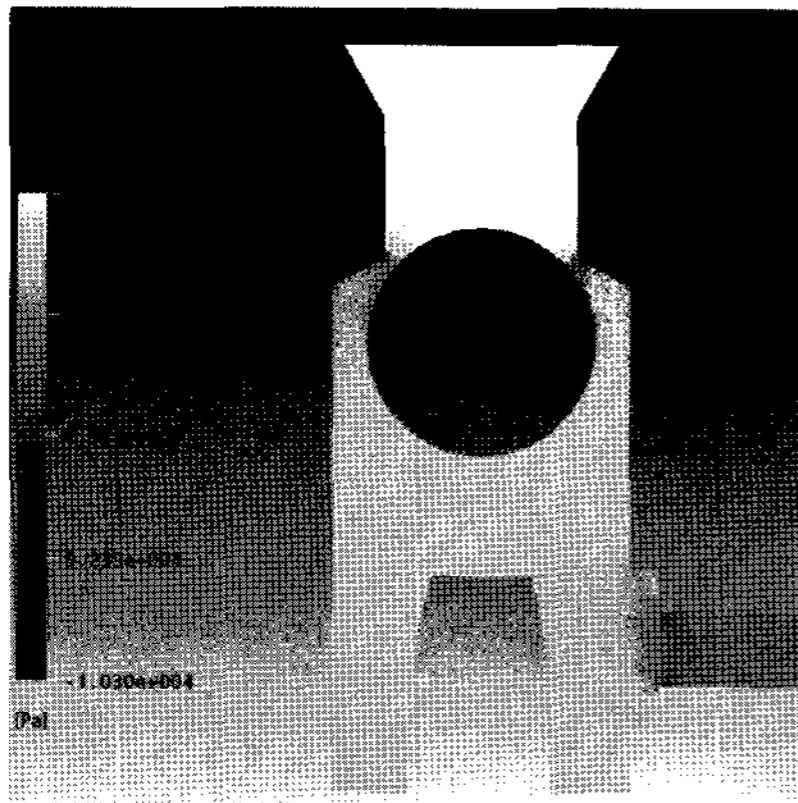
Fig. 10 Streamlines at the entrance of oil jet

에서의 유동을 유선으로 표현하였다. 또한 (b)는 입구 압력 4.0[kgf/cm²]이고 볼의 위치가 기준 위치인

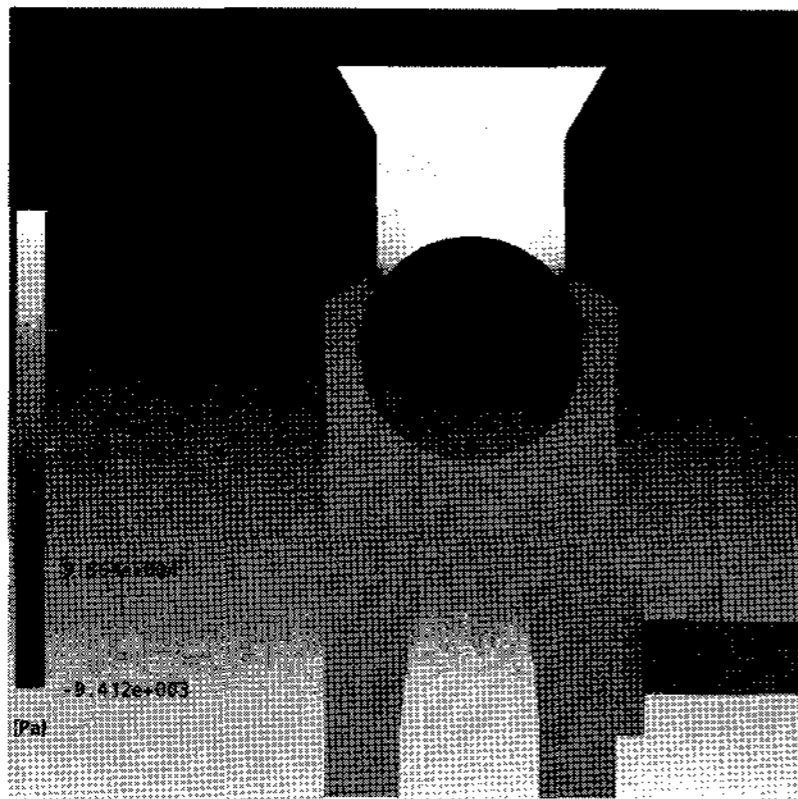
닫힌 상태에서 1.2[mm]하부에 위치할 때, 정상상태의 해석 결과이다. 정상상태의 해석에서는 볼을 지나가는 유동 자체가 직선적으로 나타나지만, 정상상태와 달리 비정상상태의 경우 시계방향의 Swirl flow를 형성하면서 체크 밸브를 지난다. 이런 현상은 비정상 상태에서 나타나는 현상으로 정상상태와 차이를 보인다. 이러한 현상은 정상 상태의 해석과 비정상 상태의 해석의 차이를 나타낸다.⁶⁾

3.3.2 압력장

Fig. 11은 볼의 위치에 따른 내부 압력을 contours로 나타내었다. Oil jet의 경우 입구와 출구의 압력 차이로 작동하기 때문에 압력에 대한 자료는 무엇보다 중요하다. 또한 압력의 경우 볼에 이르는 부분에서는 전체적으로 일정한 압력을 나타내지만 볼을 지나면서 압력강하가 큰 것을 알 수 있다.



(a) Time = 0.007[sec]



(b) Time = 0.0148[sec]

Fig. 11 Pressure contours at y = 0

0.007[sec]일 때 초기 약 400[kPa]의 압력은 볼의 상부에 작용하게 되지만 볼과 벽사이의 좁은 통로를 지나는 사이 동압이 높아져 압력이 급격하게 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 볼과 벽사이의 좁은 틈을 통해서 지날 때, 감소했던 압력이 볼의 하부에서 회복하는 것을 알 수 있다. 또한 관의 입구 부분에서 또한 급격하게 압력이 감소하는데 이는 관으로 들어오는 유체의 속도의 증가 때문이다.

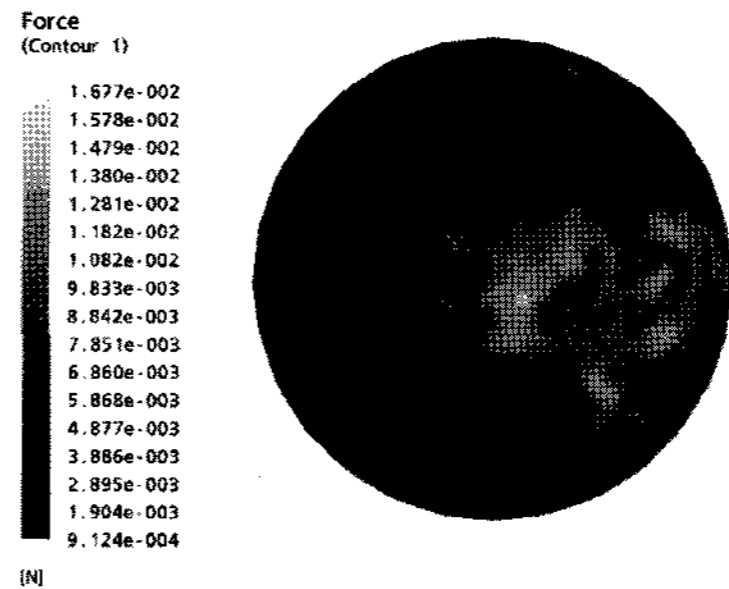
볼이 이보다 상부에 위치한 0.0148[sec]의 경우 볼을 통과하는 엔진오일의 속도가 빠르기 때문에 상대적으로 정압의 감소가 더 커진다. 이 때문에 볼을 지나서의 압력은 0.007[sec]에서 보다 더 낮게 나타난다.

3.3.3 볼에 작용하는 힘

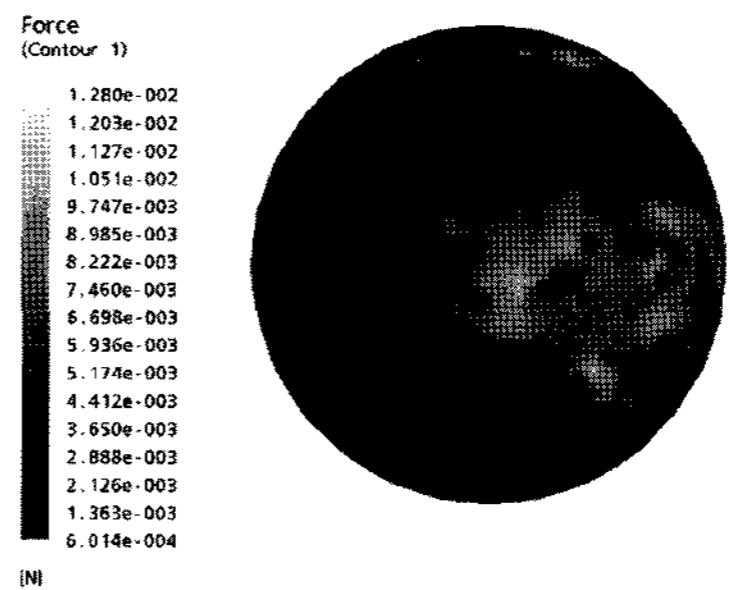
볼의 경우 볼에 작용하는 힘의 평형 관계에 의해 그 움직임이 결정된다. 볼의 표면에 작용하는 힘의 경우 아래의 식을 통해서 구할 수 있다.

$$m \frac{dv}{dt} = -F_{\text{flow}} + kz \quad (4)$$

Fig. 12는 시간에 따라 볼에 작용하는 힘을 나타내고 있다. 볼이 0.007[sec]의 경우 볼이 가장 하부에



(a) Time = 0.007[sec]



(b) Time = 0.0148[sec]

Fig. 12 Forces on ball surface

위치 할 때이다. 이 때 실제 볼은 스프링의 탄성력에 의해 상부로 향하는 힘이 커지게 된다. 그림 (a)에서 볼의 상부와 하부에 작용하는 힘의 경우 상부보다 하부의 힘이 더 크다는 것을 알 수 있다. 하지만 그림 (b)에서 보면 0.007[sec]에 비해 상부의 힘이 더 커진 것을 알 수 있다. 그렇기 때문에 볼은 아랫방향으로 움직이게 된다.

4. 결론

본 연구는 입 출구의 압력 차이에 의해 작동하는 오일 제트의 내부 유동과 토출 유량의 특징을 비정상 상태에서 해석한 것이다. 이를 통해서 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 볼의 변위는 시간이 지남에 따라 감쇠진동의 특징을 나타내었고, 입구 압력이 커짐에 따라 진폭은 커지고 수렴성은 줄어들었다. 즉, 입 출구 사이의 압력차이가 커지면 유량이 안정화 되는데 걸리는 시간은 증가하지만 토출 유량이 증가하는 것을 알 수 있다.
- 2) 볼의 주위에서 유체의 에너지 손실에 의해 발생된 재순환 영역이 발생하였다. 이는 벽면부의 형상에 의해 발생하며, 유동자체의 에너지 손실을 동반한다.
- 3) 토출 유량의 경우 볼의 변위와 마찬가지로 감쇠진동을 하였고 볼의 변위에 대한 토출 유량의 위상차는 주기의 절반인 $f/2$ 의 차이를 나타낸다.
- 4) 엔진 냉각에 요구되는 토출유량은 약 0.045 [kg/s]이므로, 4.0[kgf/cm²]의 해석을 통한 결과의 경우 냉각에 필요한 충분한 유량을 확보 할 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 지역혁신 인력양성사업 및 부경대학교 2006년도 누리사업의 연구결과로 수행되었음.

Reference

- 1) B. S. Min, J. S. Kim and J. K. Choi, "A Study on the Method and Effect of Piston Cooling," Transactions of KSAE, Vol.7, No.3, pp.87-93, 2003.
- 2) H. K. Versteeg, W. Malalasekera, An Introduction to Computaitonal Fluid Dynamics the Finite Volume Method, Longman, 1995.
- 3) J. S. Song, W. C. Chung and S. Kim, "A Study on the Modeling and Optimization of Check Valve in Automatic Transmission," Transactions of KSAE, Vol.5, No.2, pp.111-119, 1997.
- 4) F. M. White, Fluid Mechanics Fourth Edition, WCB/McGraw-Hill, New Jersey, pp.344-346, 1999.
- 5) J. Gullman-Strand, O. Tornblom and B. Lindgren, Numerical and Experimental Study of Separated Flow in a Plane Asymmetric Diffuser, International Journal of Heat and Fluid Flow, pp.451-460, 2004 .
- 6) J. H. Kwon, H. Y. Jung, J. H. Lee, Y. H. Choi and Y. W. Lee, "Numerical Analysis on Internal Flow a Oil Jet Cooling the Piston," Proceeding of Fall Conference, Korea Society of Computational Fluids Engineering, pp.219-222, 2005.