



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

자동차 엔진 냉각용 오일제트 내  
체크밸브의 유동특성에 관한 연구



2007 년 2 월

부 경 대 학 교 대 학 원

기계공학부 에너지 시스템 전공

권 지 혁

공 학 석 사 학 위 논 문

자동차 엔진 냉각용 오일제트 내 체크밸브의  
유동특성에 관한 연구

지도교수 이 연 월

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2007 년 2 월

부 경 대 학 교 대 학 원

기계공학부 에너지 시스템 전공

권 지 혁

권 지 혁의 공학석사 학위논문을

인준함



주 심 공학박사 김 남 식 (인)

위 원 공학박사 김 민 남 (인)

위 원 공학박사 임 우 조 (인)

## <목 차>

1. 서 론 .....	1
1.1 연구 배경 .....	1
1.2 연구 목적 .....	3
2. 연구 내용 .....	4
2.1 자동차 엔진 냉각 시스템의 개요 .....	4
2.1.1 Oil jet system .....	4
2.1.2 Check Valve .....	6
2.2 Oil jet 내부의 Check valve 에 대한 수치해석 .....	7
2.2.2 경계조건과 난류모델 .....	14
2.2.3 볼 거동에 따른 동역학적 모델링 .....	18
3. 결과 및 검토 .....	21
3.1 준정상 상태 .....	21
3.1.1 속도장 .....	21
3.1.2 압력장 .....	24
3.1.3 유량 변화 .....	28
3.2 비 정상 상태의 유동 특성 .....	30
3.2.1 Check valve에서의 볼의 위치변화 .....	30
3.2.2 Check Valve 내부의 속도장 .....	32
3.2.3 Check Valve 내부의 압력장 .....	40
3.2.4 출구에서의 속도 분포 .....	43
3.2.5 압력 차에 의한 유동 특성 .....	45
3.2.5 비정상 상태에서의 토출 유량 .....	49
4. 결 론 .....	52
참고 문헌 .....	54

A Study of flow characteristics of check valve  
cooling the vehicle engine

Ji Hyuk Kwon

Department of Mechanical Engineering, The Graduate School,  
Pukyong National University

***Abstract***

Recently, people consider the performance of vehicles when they buy it. And producers of vehicle are studying to make more effective vehicle because their customers want it.

The vehicle engine is exposed to high temperature, so the producers have to protect engine from high temperature. it is the reason they consider more efficient cooling system. When engine is exposed high temperature for a long time, the engine is excessive. Oil jet is the part of cooling system of engine to eject engine oil from a nozzle.

Recently, producers are changing the cooling system more efficiently. they make the oil gallery to enhance cooling efficiency. But there are problems that are enough flow rate of engine oil and the position to jet engine oil. To control the flow rate of engine oil, check valve is used. And to control the exact position of engine oil which is jetted from the oil jet, nozzle part is used.

The purpose of this study is to know the flow patterns and flow rate of engine oil in the check valve using quasi-steady state and transient. First we compare with the flow patterns and flow rate using quasi-steady state. And then we consider the flow characteristics of unsteady state. In the transient calculation, the ball position is changed by forces are generated pressure, weights and elastic force of spring. These two cases are simulated using CFD (Computational Fluid Dynamics) method.

# 1. 서 론

## 1.1 연구 배경

자동차의 경우 현대인의 생활에서 필수품이 되었다. 이로 인해 최근 자동차에 대한 수요가 증대되면서, 이로 인한 환경문제 그리고 사회적 문제 또한 증가하고 있는 실정이다. 이런 이유로 사람들은 좀 더 나은 성능의 자동차를 원하게 되고, 자동차 제조사들은 더 나은 효율의 자동차를 만들기 위해 많은 연구를 하고 있다.

하지만 아직까지 실제 현장에서는 기존의 경험을 통한 방법을 사용하는 경우가 많이 있었다. 이러한 경험을 토대로 제품을 생산하는 방법을 사용할 경우 숙달된 사람의 경우에는 오랜 경험이 있기 때문에 적은 시행착오를 거치고도 제품을 생산할 수 있지만, 많은 경험을 가지고 있지 않는 사람의 경우는 많은 시행착오를 거쳐야 한다. 이런 시행착오를 거칠 경우 제작과 설계에 있어서 많은 시간과 비용이 소모된다. 시간과 비용의 상승은 시장에서 상품의 가격상승을 이끌어 결국 시장에서 상품 경쟁력이 저하되게 된다. 그렇기 때문에 제작자의 입장에서 이런 시간과 비용을 줄이는 것은 매우 중요하다. 그래서 체계화된 설계기법에 대한 연구가 많이 이루어져야하고 최근 이러한 연구가 많이 이루어지고 있다. 이러한 방법 중 최근 많이 각광을 받고 있는 방법이 수치 해석적 방법을 이용한 설계 방법이다. 수치해석을 이용한 설계방법의 경우 실험을 통한 방법보다 적은 비용과 시간을 들여 다양한 경우에 대한 결과를 얻을 수 있기 때문에 최근 많은 각광을 받고 있다.

자동차 엔진의 경우 내부의 온도는 엔진의 성능에 많은 영향을 미치게 된다. 그렇기 때문에 엔진내부의 온도를 일정하게 유지시켜 주는 장치가 필요하다. 디젤 자동차의 경우 과거 엔진오일을 피스톤 바닥에 뿌려 냉각 하던 system을 사용하였지만, 최근에 이를 더욱 개선하여 피스톤 바닥에 Oil Gallery를 만들어 Oil Gallery내부로 엔진오일을 지나가게 하여 냉각

하는 system을 많이 사용하고 있다. 이러한 system을 사용하기 위해서는 Oil Gallery로 엔진오일을 정확하게 분사해줄 수 있는 장치가 필요하다. 현재 자동차 내부에서 이런 역할을 수행하고 있는 장치가 Oil jet이다. Oil jet의 경우 냉각에 사용되는 엔진오일을 충분한 양을 정확한 위치에 분사하는 것이 주된 목적이고, 이러한 목적을 달성하기 위해 설계를 하여야 한다. 아래의 Fig. 1.1에 본 연구에 사용된 Oil jet의 단면이 나타나 있다. Oil jet는 엔진오일의 유량을 제어하기 위한 Check valve와 정확한 분사위치를 위한 Nozzle로 구성되어 있다.

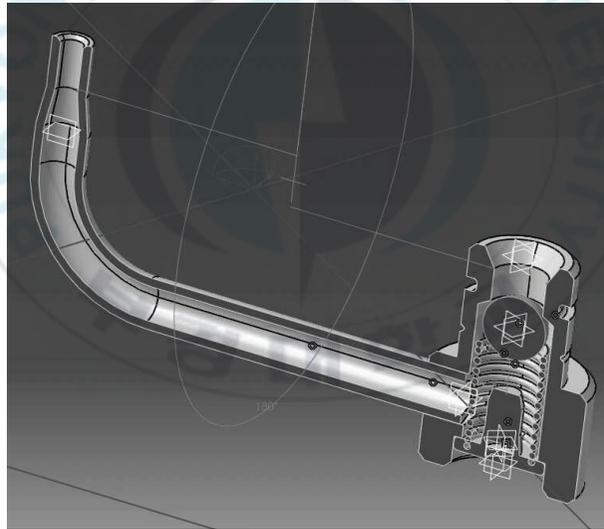


Fig. 1.1 Section diagram of oil jet

## 1.2 연구 목적

본 연구는 피스톤 냉각을 위해 사용되는 Oil jet의 설계 기술의 확보를 위해 실제 사용되는 Oil jet에서의 유동 특성을 파악하고, 설계 변수가 바뀔 때 따라 내부 유동과 Oil jet의 성능에 어떠한 영향을 미치는지를 확인하는 것이 주요 목적이다. 임의의 볼 위치에서 유동특성을 알아보기 위해 준정상 상태로 가정을 하여 계산을 수행하였다.

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 관계를 통하여 비정상 상태에서의 볼의 움직임과 시간에 따라 변하는 유동의 특성 및 토출유량을 관찰하는 것이 본 연구의 목적이다. 이는 일반적으로 유동과 관계 없이 원하는 목표치(토출유량)만 나오도록 설계하는 현실을 탈피하여 설계자가 내부의 형상과 흐름과의 관계를 충분히 이해함으로써 충실한 최적설계를 할 수 있도록 안내하고자 한다.

## 2. 연구 내용

### 2.1 자동차 엔진 냉각 시스템의 개요

#### 2.1.1 Oil jet system

Oil jet는 앞에서 언급한 것과 같이 엔진의 폭발과정과 마찰 등에 의해 엔진 내부의 온도가 올라감에 따라 엔진의 성능이 감소하는 것을 막기 위해 냉각시켜주는 장치이다.

아래의 Fig. 2.1은 Oil jet system의 개략도를 나타낸 것이다. 그림에서 나타난 바와 같이 Oil Pump로부터 엔진오일을 공급 받아 check valve 부분과 Nozzle 부분과 check valve 부분을 이어주는 직관부분을 지나 Nozzle을 통해서 분사된다. 이렇게 분사된 엔진오일은 피스톤 바닥에 있는 Oil Gallery로 들어가게 되고, 냉각 효과를 얻을 수 있게 된다. 기존의 냉각 시스템은 피스톤 하부 바닥면에 엔진오일을 분사하여 냉각하는 방식을 취하였지만, 이 경우 효율적인 냉각 성능을 확보할 수 없기 때문에 피스톤 내부에 Oil Gallery를 만들어 냉각 성능을 향상시켰다. Oil Gallery를 이용하여 냉각을 하기 위해서는 충분한 엔진오일의 유량과 정확한 분사 위치가 필수적이다. 실제 엔진내부 피스톤의 경우 자동차가 움직이는 동안 상하로 왕복운동을 하게 된다. 하지만 피스톤의 경우 피스톤이 상사점에 위치할 때 정확히 Oil Gallery로 엔진오일이 유입되면 어떤 위치에서도 유입된다고 할 수 있다.

Oil jet는 Oil pump로부터 엔진오일을 공급 받는다. Oil jet을 작동시키는 힘은 Oil pump로부터 공급 받는 고압과 노즐 부분에서의 저압 사이의 차압의 의해 작동한다. 본 연구에서 사용된 모델의 경우 약  $4.0[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 의 입구 압력과 출구에 작용하는 대기압과의 차이에 의해 작동하게 된다. 원래 노즐 부분에 걸리는 압력의 경우 엔진의 작동에 의해 시간에 따라 변하지만, 실험 조건과 같은 조건을 유지하기 위해 대기압으로 하여 입·출구 사이의 압력 차이를 이용하였다. Oil jet의 경우 입구의 압력에 의해

Ball Check Valve의 위치가 달라지고 토출되는 엔진오일의 유량이 달라지기 때문에 입구압력의 변화 또한 고려되어야 한다. 이를 위해 압력 2.5[kgf/cm<sup>2</sup>]의 압력에서의 유동특성과 토출되는 유량을 비교한다.

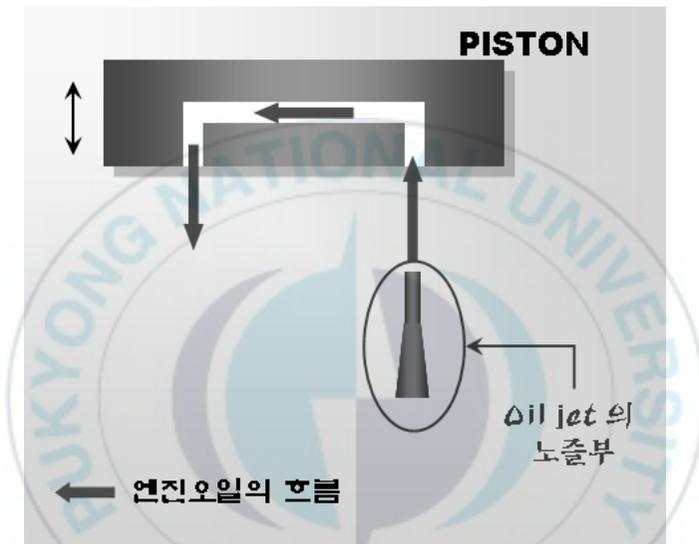


Fig. 2.1 The Cooling system using the oil jet

### 2.1.2 Check Valve

Check Valve는 Oil jet 내에서 유량을 제어하는 역할을 한다. Oil jet에서 토출유량은 엔진의 냉각성을 결정하는 중요한 부분이다. 그래서 엔진오일의 토출유량을 결정하는 Check Valve 부분에 대한 정확한 해석은 Oil jet를 설계하기 위해 필수적으로 해석되어야 한다.

Check Valve를 정확하게 해석하기 위해서는 Check Valve의 구조와 작동에 대해 알아야 한다. Fig. 1.1에서 실제 사용되고 있는 오일제트의 단면도가 나타나 있다. Check Valve는 Ball type을 사용하고, 아래에 스프링을 위치시켜 유체의 압력과 평형을 이루어 토출되는 엔진오일의 유량을 제어한다. 아래의 그림에는 나타나있지 않지만 Spring의 중심에 Cap이 위치하고 있다.

Check Valve에서 유량제어는 볼의 위치에 따라 엔진오일이 지나갈 수 있는 면적이 달라지고, 이를 통해 유량이 볼의 위치에 따라 변하게 된다. 볼의 위치는 볼에 작용하는 힘 (본 연구에서는 유체의 압력, 스프링의 탄성력 그리고 볼 자체의 무게 등)에 의해 결정된다. 따라서 입구에서 작용하는 압력이나 스프링의 탄성력이 변함에 따라 볼의 위치는 얼마든지 바뀔 수 있다.

## 2.2 Oil jet 내부의 Check valve 에 대한 수치해석

### 2.2.1 해석 모델과 격자 생성

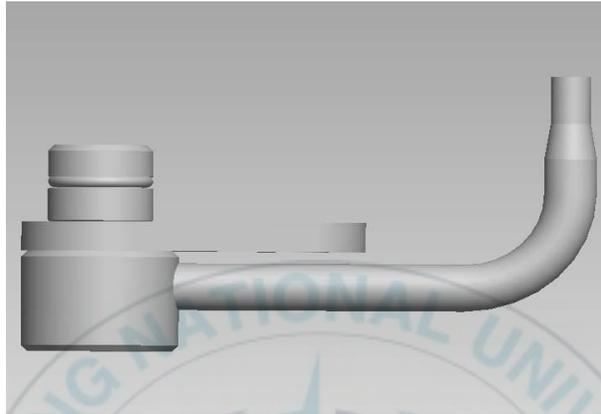
수치해석을 하기 위해서는 해석하고자 하는 모델에 대해 형상작업을 해야 한다. Oil jet의 경우에도 아래의 Fig.2.2 ~ Fig. 2.3과 같이 형상작업을 수행하였다. 본 연구에서 관심을 가지는 부분은 Check Valve 부분이지만 계산의 경계조건을 고려해야 하기 때문에 Nozzle 부분까지 함께 형상작업을 했다, 만일 Check Valve 부분만 모델링을 하여 수치해석을 수행하는 경우 출구 부분의 경계조건을 정확하게 알 수 없다. 본 연구에서 우리가 알 수 있는 경계조건은 엔진오일이 유입되는 입구 부분에서의 압력과 노즐 부분에서 대기압이 작용한다는 것 외에는 알 수가 없다.

본 연구는 실제 사용 중인 모델을 대상으로 수치해석을 통해 개선할 부분이 있는지를 파악하고, 다양한 설계변수에 대한 관계를 파악하는 것이다. 그렇기 때문에 실제 사용 중인 모델을 대상으로 형상작업을 하였다.

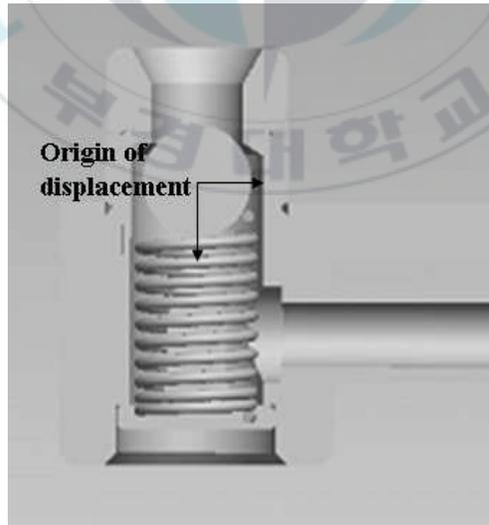
본 연구에서 해석은 비정상 상태(Non-Steady State)와 준정상 상태(Quasi-Steady State)로 나누어 계산을 수행하였다. 비정상 상태의 경우 초기의 볼 위치에서의 형상작업만 거치면 되지만, 준정상 상태의 경우 임의의 볼 위치에 대하여 격자 작업을 수행해야 한다. 본 연구에서는 압력에 따라 움직일 수 있는 볼의 위치를 정확하게 알 수 없어 볼의 위치를 캡으로부터 0.5[mm] 상부에 위치했을 때부터 0.3[mm]간격으로 볼의 위치에 따른 형상작업을 수행하였다. 초기 위치를 0[mm]로 가정하고, 0.3[mm]간격으로 0.3, 0.6, 0.9, 1.2, 1.5, 1.8, 2.1, 2.4, 2.7[mm]의 총 10가지의 경우에 대해서 형상을 만들었다.

실제 Oil jet에서는 Fig.2.3에서 보는 바와 같이, 볼을 지지하는 스프링이 내부에 위치하지만, 스프링의 형상을 고려할 경우 격자의 개수가 급격하게 증가하는 문제가 발생하게 된다. 그리고 스프링의 형상까지 고려할 경우, 격자 왜곡도가 증가하게 되어 정확한 계산 결과를 얻을 수 없다는

문제점이 생기게 된다. 스프링의 경우 내부 유동에 많은 영향을 끼칠 것으로 생각되지만, 본 연구에서는 이에 대한 영향은 무시한다.



**Fig. 2.2 Geometry of Oil jet**



**Fig. 2.3 Section of the check valve**

수치해석을 수행하기 위해서는 형상 작업을 마친 후 격자를 생성해야 한다. 격자의 경우 해의 수렴에 관계된 중요한 요소이다. 형상 작업을 마친 Oil jet에서 해석을 위해 필요로 하는 부분에 대해서만 격자를 생성해야 한다. 본 연구에서 필요로 하는 부분은 Oil jet내부에 실제로 엔진오일이 흘러가는 부분에 대해서만 해석이 필요하기 때문에 이 부분에 대해서 격자를 생성하였다.

본 연구에서 사용된 격자는 tetrahedral(사면체)격자와 Prism 격자를 함께 사용하였다. hexahedral격자를 사용할 경우 해석을 위한 계산시간이 줄어들고 적은 격자로 정확한 계산 결과를 얻을 수 있다는 장점이 있지만, 격자 생성에 시간이 많이 소요된다는 단점을 가지고 있다. 본 연구에서는 준 정상 상태를 해석하기 위해 10종류의 격자를 생성해야 하기 때문에 현실적으로 Hexahedral 격자를 생성하는 것이 어려웠다. 그래서 본 연구에서는 tetrahedral격자를 사용하였다. tetrahedral 격자를 사용하는 대신 본 연구에서는 check valve 부분에 많은 격자를 사용함으로써 해석 결과에서의 정확성은 확보하였다. 또한 벽면에서 정확한 계산 결과를 확보하기 위해 Prism 격자를 함께 사용하였다. 벽에서 보다 정확한 물리적 예측을 하기 위해 Prism 격자를 사용했다.

Oil jet의 경우 본 연구에서 관심을 가지는 부분은 Check valve부분이다. 그래서 Check Valve부분의 격자를 보다 조밀하게 만들고, Check Valve를 지나 노즐에 이르는 부분의 격자는 Check Valve에서 보다 크게 만들었다. 격자의 개수는 약 100만개정도를 사용하였다. 하지만 준 정상 상태일 경우, 불의 위치에 따라 사용되는 격자의 개수가 달라진다. 불이 상부에 위치하는 경우 Oil jet의 벽면과 불 사이의 공간이 좁아지게 되고, 이 때문에 이 부분에 많은 격자를 사용해야 한다. 그래서 불의 위치에 따라 격자의 개수가 달라진다.

아래의 Fig. 2.4~ Fig. 2.8에 본 연구에서 사용된 격자를 나타내고 있다. Fig. 2.4의 경우 준정상 상태에서의 격자를 나타내고, Fig. 2.5~Fig. 2.8의 경우 비정상 상태의 격자를 나타낸다. 비정상 해석을 위해 사용된

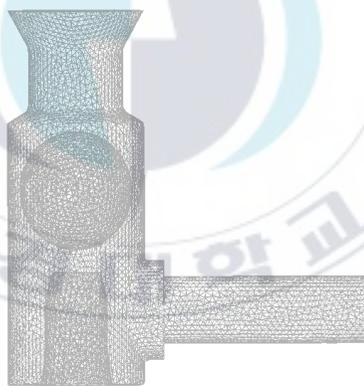
격자는 볼의 움직임을 고려한 계산에 사용되었다. 볼의 움직임을 고려할 때는 격자가 볼의 움직임에 따라 늘어나거나 줄어들게 된다. 이때 모든 격자들이 함께 늘어나는 것을 방지하기 위해 아래의 Fig. 2.6에 나타난 것과 같이 Sub-domain을 정해주어야 한다. 본 연구에서는 볼이 움직이는 부분의 상부와 tube 부분에 각각 sub-domain을 만들어 주었다. 또한 벽면에서 정확한 해석 결과를 얻기 위해 벽면에 Prism 격자를 추가적으로 생성하였다. 볼과 벽면에서의 Prism 격자는 아래의 Fig. 2.8에 잘 나타나 있다. 본 연구에서는 아래의 Fig. 2.8과 같이 3층의 Prism 격자를 생성하였다.





(a) displacement 0.1mm

(b) displacement 1mm



(c) displacement 1.9mm

Fig. 2.4 Computational grid system for quasi-steady state

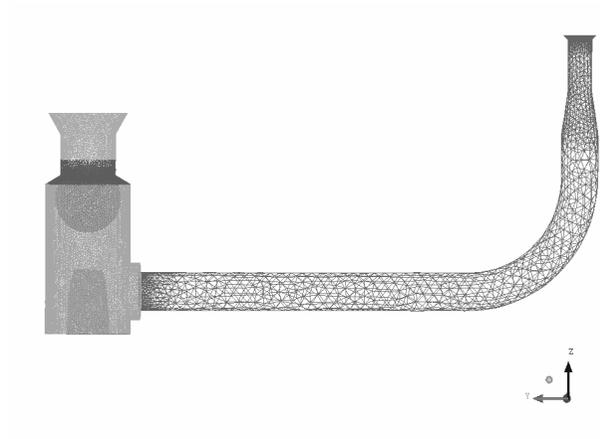


Fig. 2.5 Computational grid system of Oil jet

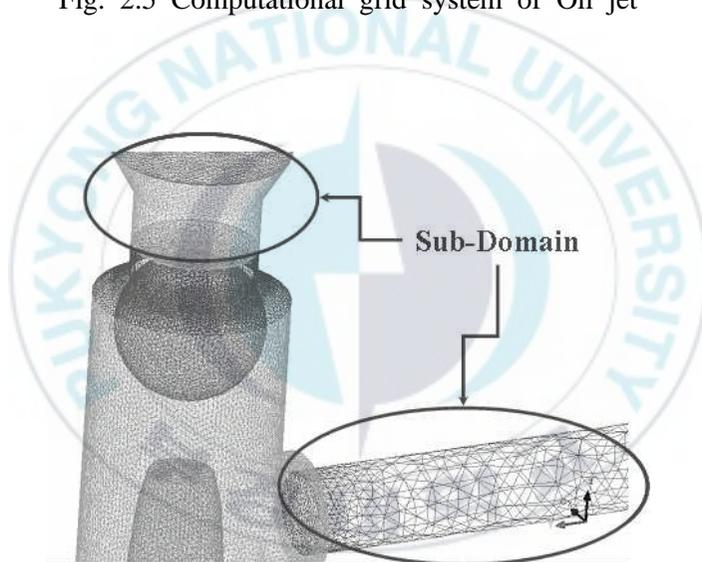


Fig. 2.6 Sub-domain for oil jet

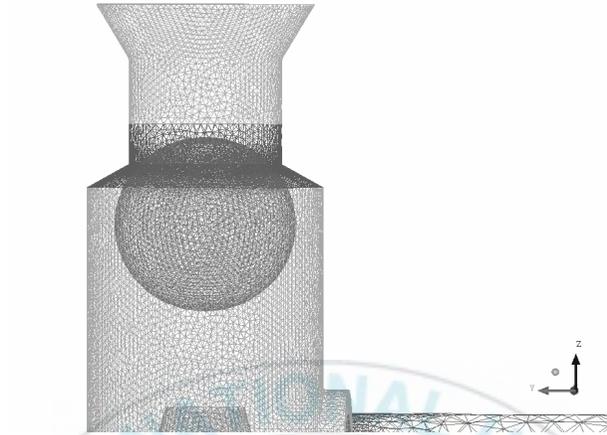


Fig. 2.7 The enlarged figure of Check valve

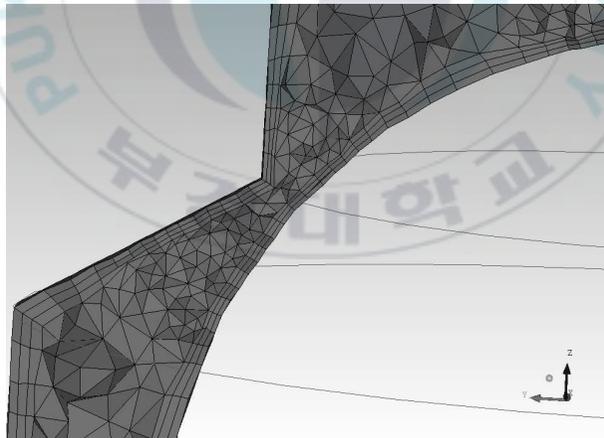


Fig. 2.8 The prism meshes around the ball

### 2.2.2 경계조건과 난류모델

일반적으로 알려진 바와 같이, 수치해석을 위해서는 적절한 경계조건을 적용하는 것이 무엇보다 중요하다. 잘못된 경계조건을 사용하는 경우 필연적으로 정확한 결과를 얻을 수 없다. 또한 모델에 맞는 적합한 경계조건은 필수적이다.

본 연구에서 사용된 경계조건을 살펴보기 이전에 Oil jet system에 관해서 이해를 해야 한다. Oil jet는 엔진의 냉각을 위해 사용되는 자동차 내부의 장치로서 오일 펌프를 통해서 유입되는 고압의 엔진오일을 노즐을 이용하여 피스톤 하부의 Oil gallery로 분사하는 장치이다. 이상의 내용에서 알 수 있듯이 Oil jet는 입구와 출구의 압력차에 의해 작동된다. 또한 내부의 볼 타입의 Check valve는 입구에서 유입되는 엔진오일과 내부의 스프링의 탄성력에 의해 그 위치가 결정된다. 즉 볼의 위치는 시간에 따라 변하기 때문에 이를 정확하게 모사하기 위해 추가적으로 볼의 움직임까지 고려해 주어야 한다.

아래의 Table 2.1에 해석을 위해 사용된 경계조건에 대해 표시하였다. 입구의 조건은 오일펌프를 통해 공급되는 엔진오일의 압력을 나타내고, 출구의 경우 대기압을 적용하였다. 실제 자동차 내부의 경우 오일 제트의 출구 부분에서 압력은 자동차 구동 조건에 따라 달라지지만 실험의 결과와 맞추기 위하여 대기압 조건을 적용하였다. 또한 오일제트의 벽의 경우 No-slip의 벽 조건을 적용하였다. 하지만 볼의 경우 시간에 따라 그 위치가 바뀌기 때문에 Moving Wall 조건을 적용하였다.

수치해석에서는 다양한 종류의 Moving Wall 기법이 존재한다. 가장 많이 사용되는 방법이 Re-Meshing기법을 이용하여 힘의 평형에 의해 구해진 변위를 구하고 이 부분에 볼을 이동 시킨다. 그리고 이 부분에서 다시 격자를 생성하여 계산을 수행한다. 하지만 이 경우 격자를 생성하는데 시간이 많이 필요하기 때문에 계산을 위한 시간이 많이 걸린다는 단점이 있다. 하지만 본 연구에서는 볼이 움직이는 만큼 격자 자체가 늘어나는 방법을 적용하였다. 이 방법의 경우 격자 자체가 늘어나거나 줄어들기 때

문에 변위 폭이 클 경우나 볼이 움직여 다른 벽과의 간격이 줄어들 경우 이 부분에서 격자에 의한 Error가 발생할 수 있다는 단점이 있지만 계산 시간의 경우 Re-Meshing을 하는 것 보다 줄어든다.

또한 이 방법의 경우 격자생성에 많은 어려움이 발생한다. 앞의 격자 생성에서 살펴본 바와 같이 볼이 움직이는 부분과 그렇지 않은 부분을 분리하여 sub domain을 따로 잡아야 하기 때문에 격자 생성이 어렵다는 단점 또한 포함하게 된다. 하지만 빠른 해석을 위해서 이 방법을 이용하였다.

작동하는 유체의 경우 SAE 10W-30의 혼합 엔진오일을 사용하였다. 엔진 오일의 경우 온도에 따라 물성치가 바뀌지만 본 연구에서는 실험 온도인 90[°C]를 적용하였고, 오일제트가 작동을 하는 동안 온도의 변화는 없는 것으로 가정을 하였다. 그리고 90[°C]일 때, 엔진오일의 밀도는 833.1[kg/m<sup>3</sup>]이고, 점성계수는 0.0117[kg/m·s]이다.

Table 2.1 Boundary condition of oil jet

<b>Name</b>	<b>Boundary condition</b>	<b>Value</b>
<b>Inlet</b>	<b>Pressure inlet</b>	<b>392266 [Pa]</b>
		<b>245166 [Pa]</b>
<b>Outlet</b>	<b>Opening</b>	<b>0 [Pa]</b>
<b>Wall</b>	<b>No-slip</b>	-
<b>Ball</b>	<b>Moving wall</b>	-

본 연구의 경우 입구 Reynolds number의 경우 층류의 범위에 들어가지만 Check valve 내부의 유동의 경우 형상 등에 의해 그 유동이 복잡하여 난류 유동으로 생각할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 Standard k-ε 난류 모델을 사용하였다. k-ε 난류 모델의 경우 RNG (Re-normalization group) k-ε 난류 모델과 같이 다양한 난류 모델이 존재한다. 하지만 Standard k-ε 난류 모델의 경우 본 연구의 주제인 Oil jet와 같은 관내 유동에 적합한 것으로 알려져 있다. 이러한 이유로 본 연구에서는 Standard k-ε 난류 모델을 사용하였다. 또한 속도-압력 관계식의 경우 유한체적법으로 차별화하여 SIMPLE 알고리즘을 적용하였다. 비 정상 해석에서 시간중속항은 시간중심 크랭크-니콜슨법(Time centered Crank Nicolson Method)으로 차별화 하였고, 대류항 차분은 혼합차분(Hybrid Differencing)을 적용하여 해석하였다.

아래의 식 (2.1)~(2.5)에 본 연구에 사용된 지배 방정식을 나타내고 있다. 이는 각각 연속 방정식, 운동량 방정식 그리고 난류 에너지(k)와 난류 소산율(ε)을 나타낸다. 그리고 추가적으로 난류 에너지를 풀기 위한 난류 점성계수를 구하는 식을 추가적으로 나타내었다.

(가) 연속방정식(또는 질량보존방정식)

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

(나) 운동량방정식

$$\rho u_j \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + (\mu + \mu_t) \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2.2)$$

(다) 난류운동에너지 방정식

$$\rho u_j \frac{\partial}{\partial x_j} (k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (2.3)$$

$G_k$  : 평균속도 구배에 의한 난류운동에너지 발생

$G_b$  : 부력에 의한 난류운동에너지 발생

$Y_M$  : 압축성 난류에서 전체 소산율에 대한 요동팽창의 기여분

$\sigma_k$  :  $k$ 의 난류 프란틀수(1.0)

(라) 난류운동에너지 소산율 방정식

$$\rho u_j \frac{\partial}{\partial x_j} (\epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2.4)$$

$\sigma_\epsilon$  :  $\epsilon$ 의 난류 프란틀수(1.3)

$C_{1\epsilon}$  : 1.44

$C_{2\epsilon}$  : 1.92

(마) 난류점성계수

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.5)$$

$C_\mu$  : 0.09

### 2.2.3 볼 거동에 따른 동역학적 모델링

볼에 작용하는 힘의 경우, 아래의 식을 통해서 구할 수 있다. Fig. 2.9에 본 연구에서 볼에 작용하는 힘들을 나타내고 있다.  $-z$ 방향으로 엔진 오일의 압력에 의한 힘과 볼의 무게가 작용한다. 그리고,  $+z$  방향으로 스프링의 탄성력이 작용한다. 우선 Newton의 제 2법칙을 고려하여 아래의 (2.24)식을 구할 수 있다. 볼에 작용하는 힘을 나타내는 (2.24)식의 좌변은 볼에 실제적으로 작용하는 힘의 합을 통해서 구할 수 있다. 볼에 작용하는 힘은 엔진오일을 통해서 작용하는 힘인  $F_{\text{flow}}$ 가 있고, 볼 자체의 무게를 나타내는  $F_{\text{grav}}$ 가 있다. 그리고 볼을 지지하고 있는 스프링에 의해 작용하는 세 번째의 힘인  $F_{\text{spring}}$ 이 작용하게 된다. 하지만 스프링의 경우 초기 개변압에 의해 볼이 움직이기 시작하는데 아래의 식에 개변압을 더해줘야 한다. 이를 아래의 식에서  $F_{\text{spring,old}}$ 로 나타내었다.

$$m \frac{dv_{\text{ball}}}{dt} = -F_{\text{flow}} - F_{\text{grav}} + F_{\text{spring}} + F_{\text{spring,old}} \quad (2.6)$$

위에 나타난 식에서 좌변을 이산화 하여 나타내면 아래의 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$m \frac{V_{\text{new}} - V_{\text{old}}}{t_{\text{step}}} = -F_{\text{flow}} - F_{\text{grav}} + F_{\text{spring}} + F_{\text{spring,old}} \quad (2.7)$$

다시 볼의 새로운 위치에서의 볼 속도를 나타내는  $V_{\text{new}}$ 는 아래의 식에서 나타난 것과 같이 이산화가 가능하다.

$$m \frac{\frac{d_{\text{new}} - d_{\text{old}}}{t_{\text{step}}} - V_{\text{old}}}{t_{\text{step}}} = -F_{\text{flow}} - F_{\text{grav}} + k \times d_{\neq w} + F_{\text{spring,old}} \quad (2.8)$$

$$m \left[ \frac{d_{\text{new}} - d_{\text{old}}}{t_{\text{step}}^2} - \frac{V_{\text{old}}}{t_{\text{step}}} \right] = -F_{\text{flow}} - F_{\text{grav}} + k \times d_{\text{new}} + F_{\text{spring}_{\text{old}}} \quad (2.9)$$

$$m \frac{d_{\text{new}}}{t_{\text{step}}^2} - k \times d_{\text{new}} = -F_{\text{flow}} - F_{\text{grav}} + m \frac{V_{\text{old}}}{t_{\text{step}}} + m \frac{d_{\text{old}}}{t_{\text{step}}^2} + F_{\text{spring}_{\text{old}}} \quad (2.10)$$

위의 식(2.10)을  $d_{\text{new}}$ 에 대해서 정리하면 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$d_{\text{new}} = \left[ -F_{\text{flow}} - F_{\text{grav}} + m \frac{V_{\text{old}}}{t_{\text{step}}} + m \frac{d_{\text{old}}}{t_{\text{step}}^2} + F_{\text{spring}_{\text{old}}} \right] / \left[ \frac{m}{t_{\text{step}}^2} - k \right] \quad (2.11)$$

위의 식을 통해서  $t + \Delta t$ 때의 변위 변화를 계산 할 수 있다. 이렇게 해서 계산된  $d_{\text{new}} = d_{\text{old}}$ 가 되어 위의 식을 반복적으로 계산하여 시간에 따라 변하는 변위를 계산 할 수 있다.

아래의 Fig. 2.10에 볼의 변위에 관한 Flow chart가 나타나 있다. 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.

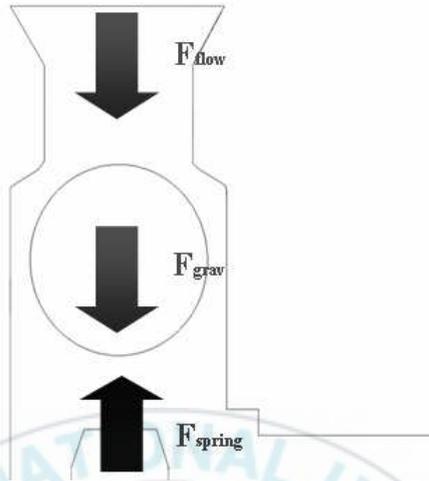


Fig. 2.9 Force balance at check valve

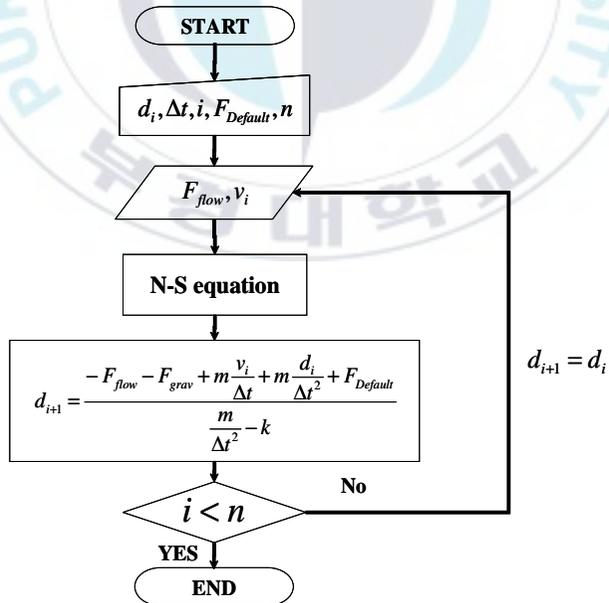


Fig. 2.10 Flow chart for ball displacement

## 3. 결과 및 검토

### 3.1 준정상 상태

준정상 상태의 경우 볼의 다양한 위치에 따라 볼 주위의 유동 특징과 볼 위치에 따라 변하는 토출 유량에 대한 결과를 정리 하였다.

#### 3.1.1 속도장

볼의 다양한 위치에서의 속도장에 대한 결과를 아래의 Fig. 3.1 ~ Fig. 3.4에 나타내었다. 볼의 각 위치에 따른 속도를 Contour로 나타내었다. 속도장의 경우 볼의 위치가 2.1[mm]일 때를 기준으로 속도장이 다르게 나타나는 것을 알 수 있다. 아래의 그림과 같이 볼의 위치가 2.4[mm]에 있을 때는 볼과 벽에 의해 좁아진 부분에서의 속도가 빨라진다. 하지만 이 보다 아래에 위치한 0.6[mm]의 경우 볼을 지날 때 속도의 변화가 크지 않는 것을 알 수 있다. 또한 입구를 나와 확관이 되는 부분에서는 볼의 표면에서 박리가 발생하여 벽주위에서 재순환 영역이 생겨 이 부분의 속도가 급격하게 떨어지는 것을 Fig. 3.4를 통해서 알 수 있다. 이 부분의 경우 볼의 위치가 상부로 올라갈수록 재순환 영역의 크기가 줄어드는 것을 관찰할 수 있다.

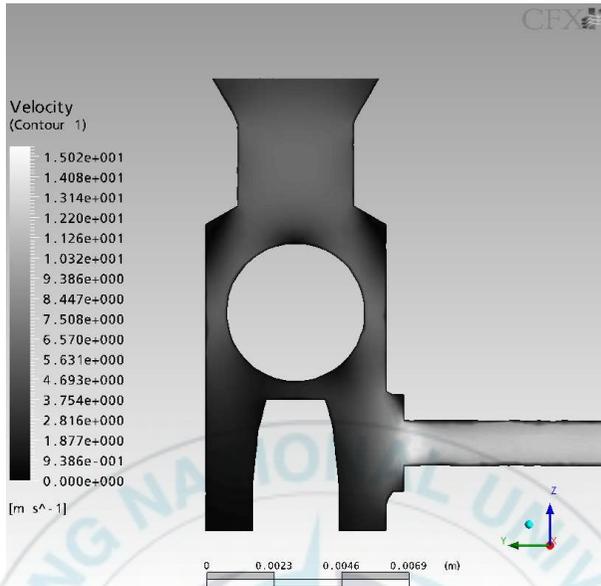


Fig. 3.1 Velocity contours at 0.6[mm]

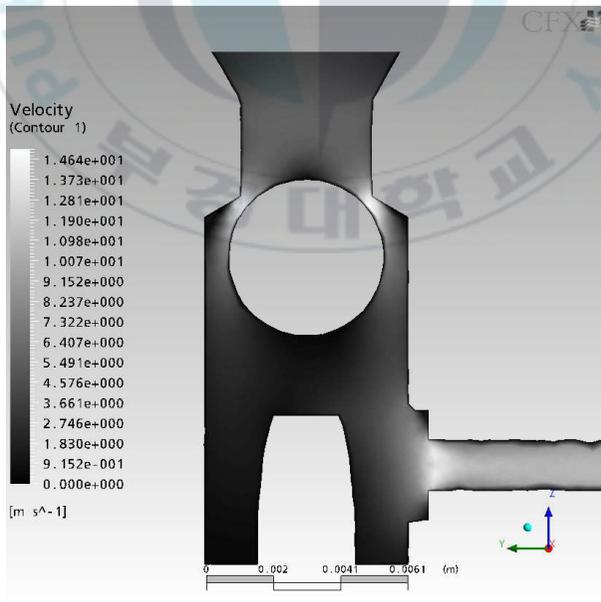


Fig. 3.2 Velocity contours at 2.4[mm]

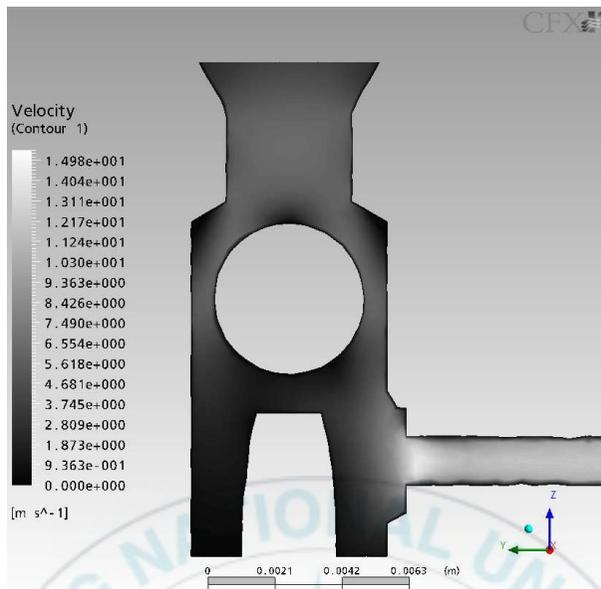


Fig. 3.3 Velocity contours at 1.2[mm]

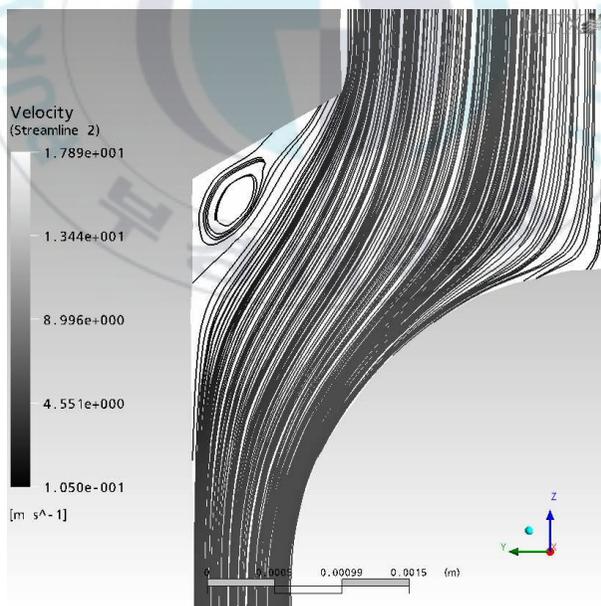


Fig. 3.4 Recirculation zone around ball  
where ball is located at 0.6[mm]

### 3.1.2 압력장

체크 밸브에서의 압력장은 아래의 Fig. 3.5 ~ Fig. 3.7에 나타난 것과 같이 볼의 위치에 따라 압력의 분포가 달라진다. 초기 볼이 캡으로부터 0.6[mm] 상부에 위치할 때, 체크 밸브의 전체에 걸쳐서 압력이 동일한 것을 알 수 있다. 하지만 볼의 위치가 보다 상부로 올라갈수록 볼을 지나 는 동안 볼을 지날 때 압력 감소가 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 볼과 벽 사이에서 생기는 좁은 틈에 의해 엔진오일이 고속으로 지나가기 때문 에 이 부분에서 동압이 상승하고, 정압이 감소하게 된다. 다시 볼을 지난 후의 유체의 압력은 다시 회복하게 된다. 또한 볼의 하부를 지나 관의 입 구로 유입될 때, 빠른 속도로 엔진오일이 유입되기 때문에 이 부분에서 다시 엔진오일의 압력이 감소하게 된다.

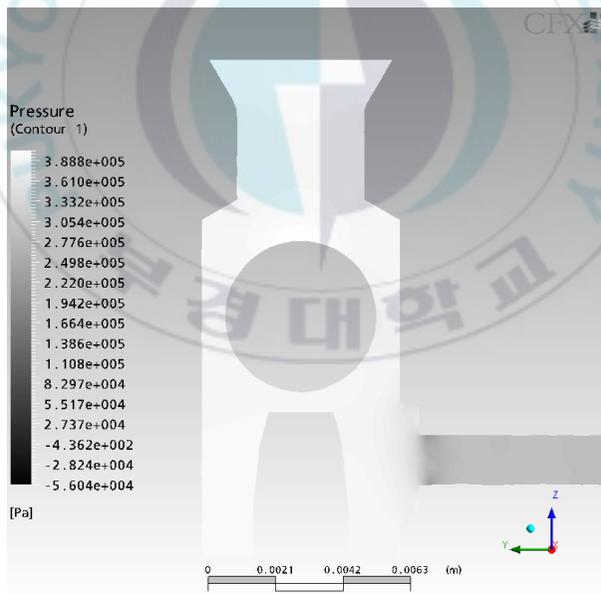


Fig. 3.5 Pressure contours at 0.6[mm]

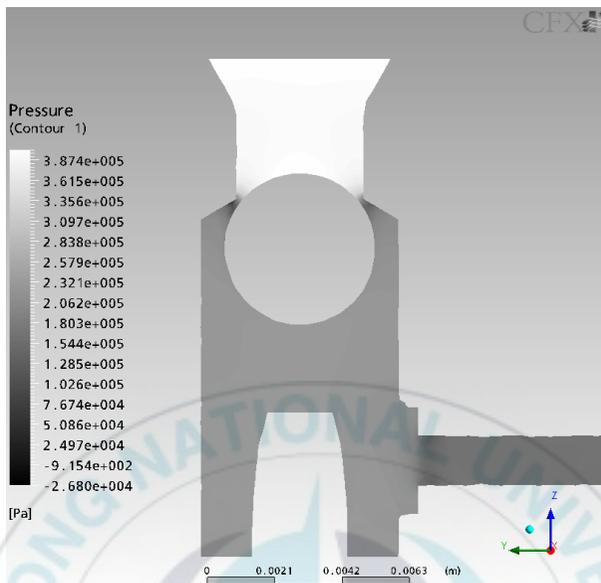


Fig. 3.6 Pressure contours at 2.7[mm]

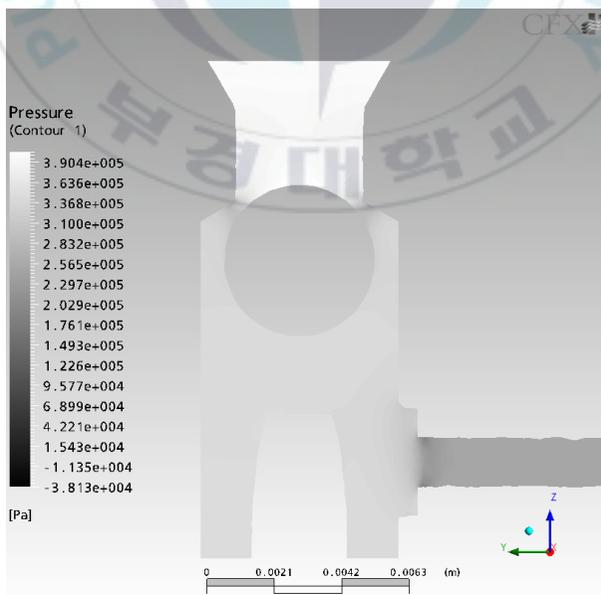


Fig. 3.7 Pressure contours at 2.4[mm]

또한 아래의 Fig. 3.8 ~ 3.10은 볼의 위치가 0.6[mm], 2.7[mm], 2.4[mm]에서 체크 밸브 부분에서의 Total Pressure을 나타낸다. 일반적으로 Total pressure는 Static pressure와 Dynamic pressure의 합으로 유동이 가진 총 에너지를 나타낸다. 아래의 Fig. 3.8에서 볼이 0.6[mm]에 위치할 때 볼을 지나는 부분에서 에너지 손실이 없는 것을 알 수 있다. 다만 관의 입구 부분에서 에너지 손실이 발생한다. 하지만 볼의 위치가 2.7[mm]와 2.4[mm]의 결과인 Fig. 3.9와 3.10에서는 볼을 지나는 부분에서 에너지 손실이 큰 것을 알 수 있다. 볼을 따라서 속도가 빠른 부분에서는 동압이 증가하여 에너지 손실이 거의 없지만 볼을 지난 직후의 벽부근과 볼 하부의 공간에서는 에너지 손실이 큰 것을 알 수 있다. 이 경우에서도 역시 관의 입구 부분에서 에너지 손실이 발생하는 것을 알 수 있다.

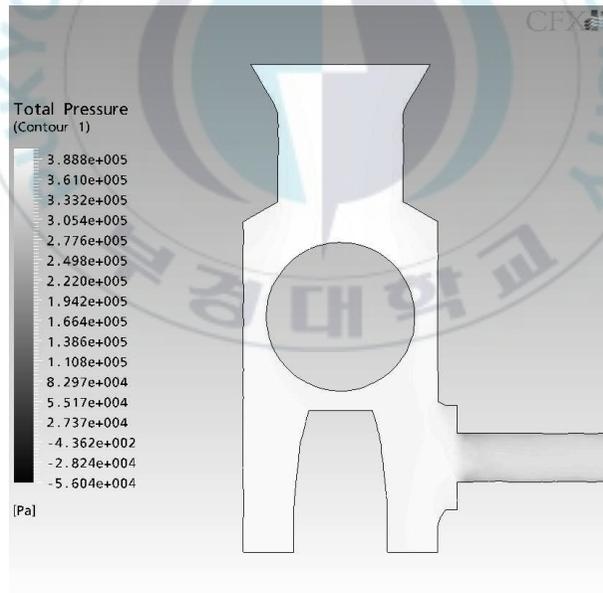


Fig. 3.8 Total pressure contours at 0.6[mm]

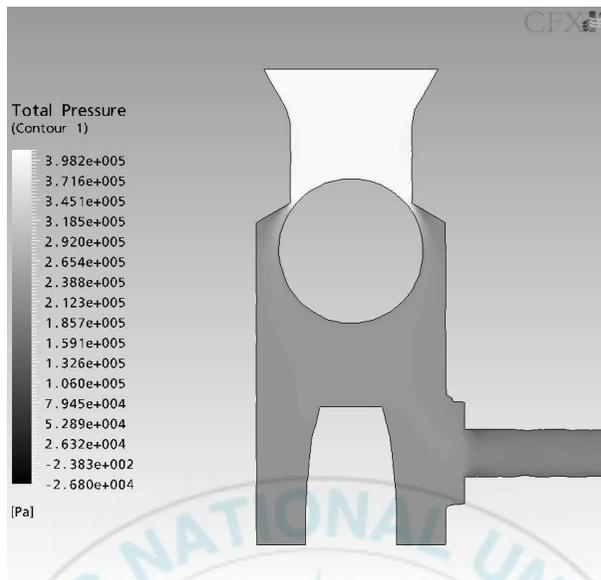


Fig. 3.9 Total pressure contours at 2.7[mm]

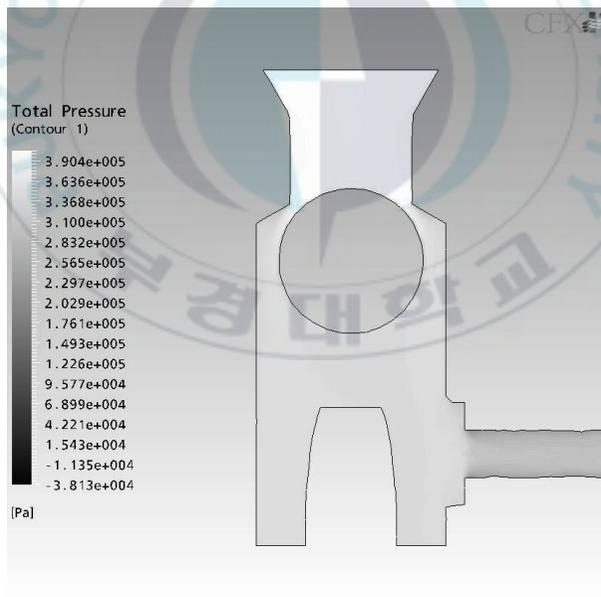


Fig. 3.10 Total pressure contours at 2.4[mm]

### 3.1.3 유량 변화

자동차 엔진 냉각용으로 사용되는 오일제트의 경우 냉각에 필요한 충분한 엔진오일을 분사해주는 것이 최종적인 목적이기 때문에 엔진오일의 성능을 평가하기 위해 정확한 토출되는 엔진오일의 양을 파악하여야 한다. 아래의 Fig. 3.11에 볼의 위치에 따라 변하는 토출 유량이 나타나 있다. 볼이 하부에 위치 할 경우 토출 유량은 일정하게 유지되지만 특정한 높이 이상으로 올라갈 경우 유량이 급속하게 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 볼이 상부로 이동함에 따라 볼과 벽에 의해 생성되는 유로의 면적이 줄어들기 때문이다. 오일 제트 제작사의 경우 0.04[kg/s]의 유량을 요구한다. 해석을 통해서 얻은 결과의 경우 아래의 Fig. 3.11에서 보는 바와 같이 볼의 위치가 2.7[mm]부근에서 요구 유량에 만족하는 것을 알 수 있다.



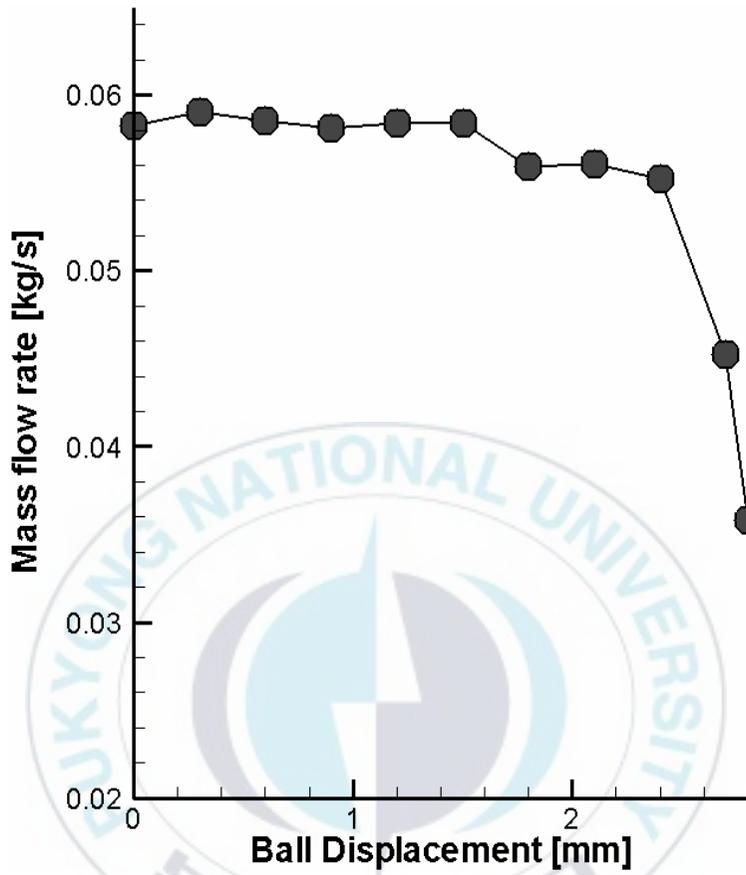


Fig. 3.11 Mass flow rate for various ball displacement

## 3.2 비 정상 상태의 유동 특성

### 3.2.1 Check valve에서의 볼의 위치변화

본 연구는 볼에 작용하는 모든 힘들을 고려하여 시간이 지남에 따라 볼이 어떻게 움직이는지에 관한 연구를 수행하였다. 아래의 Fig. 3.9는 본 연구를 통해서 얻은 시간에 따라 변하는 볼의 변위를 나타낸 것이다. 전체적으로 볼의 변위는 볼에 작용하는 힘들에 의해 다양하게 주기적으로 진동하며 특정한 위치로 수렴해 가는 것을 알 수 있다.

초기 볼은 식(2.6)에서 살펴 본 것과 같이  $F_{spring,old}$  라는 힘에 의해 +z 방향으로 상승하지만, 볼의 위치가 상승할수록 볼에 작용하는 압력힘에 의해 볼을 상승시키려는 힘 보다 더 큰 힘에 의해 -z 방향으로 내려오게 된다. 어느 정도 내려온 볼은 다시 스프링이 탄성력에 의해 +z 방향으로 상승하게 된다. 이러한 현상이 주기적으로 반복되면서 아래의 Fig. 3.9와 같은 볼의 변위를 나타내게 된다.

초기 볼 변위의 진폭은 약  $1.7E-4[m]$ 를 나타내지만, 이는 시간에 지남에 따라 서서히 줄어들어 약  $0.15[sec]$ 가 지난 후에는 그 진폭이  $0.00005[m]$ 였다. 최종적으로 볼의 위치는 초기 위치보다 약  $0.00006[m]$  내려온 부분에 수렴 할 것으로 예측할 수 있다. 초기 작용하는 힘에 비해 움직이는 변위가 적은 것은 check valve의 형상 자체가 ball type이기 때문에 압력힘의 영향이 줄어들었기 때문으로 생각된다.

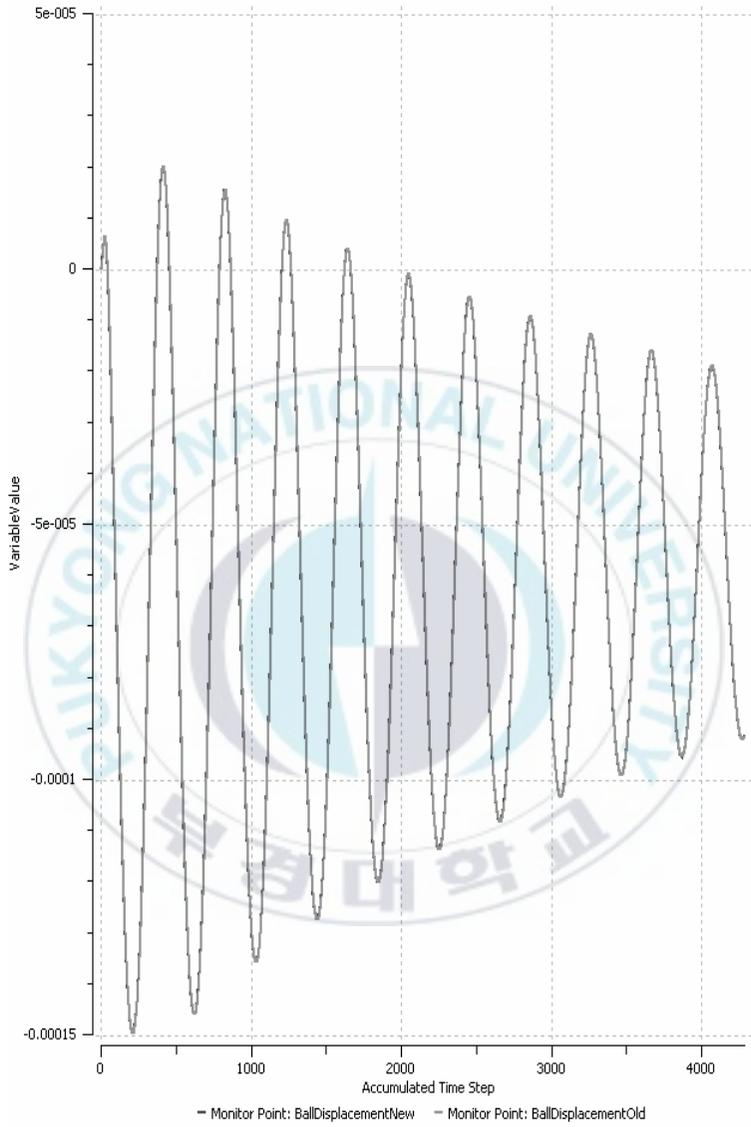


Fig. 3.9 Ball Displacement when inlet pressure is  $4.0[\text{kgf}/\text{cm}^2]$

### 3.2.2 Check Valve 내부의 속도장

아래의 Fig. 3.10에 시간에 따른 속도장의 변화를 나타내고 있다. 각 시간대에 따라 전체적인 특징은 볼과 벽사이의 속도가 최대 값을 나타내지만, 최대 속도의 값에는 차이가 난다. 이는 볼과 벽면 사이에서 생기는 통과면적이 볼의 위치에 따라 달라지기 때문이다. 아래의 Fig. 3.10은 각 시간대에 따라 볼의 위치가 초기 위치에 비해  $1.5E-4[m]$ 하부에 위치한  $0.007[sec]$ 에서와 최고 위치인  $2.0E-05[m]$ 인  $0.0148[sec]$ , 그리고 볼이 수렴될 것으로 추정되는  $6.0E-05[m]$ 에 위치하는  $0.068[sec]$ 에서의 속도를 Contours로 나타내었다. 각 경우에 따라 볼의 변위차이가 크지 않기 때문에 각 변위에서 나타나는 속도 패턴의 차이는 크지 않은 것을 알 수 있다. 하지만 각 각의 볼의 위치에 따라서 볼을 지날 때와 볼을 지난 직후의 유동장에서는 약간의 차이를 보였다.

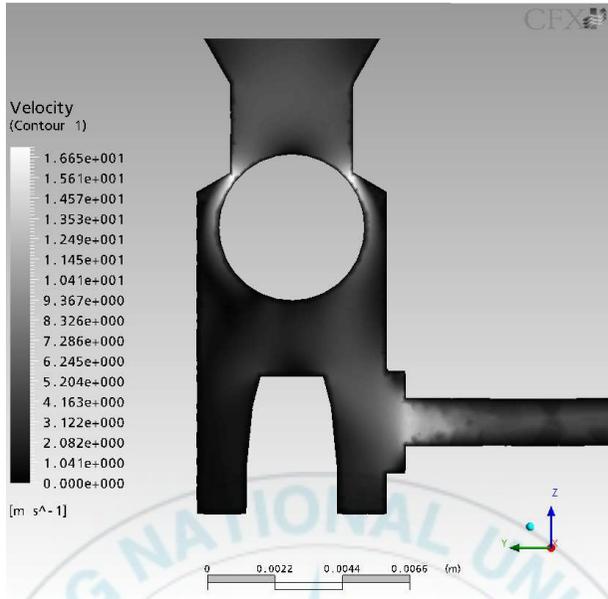
먼저  $0.007[sec]$ 일 때, 즉, 볼이 가장 아래에 위치했을 때는 볼의 볼과 벽면 사이에서 발생하는 유체의 통과 면적이 가장 넓어지기 때문에 가장 좁은 틈인 이 부분에서  $17.2[m/s]$ 의 최대 속도를 나타내었다. 그리고 볼을 지난 직후에서는 볼의 속도가 급격하게 감소하는 것을 관찰할 수 있다. 또한 볼의 좌우를 비교해 볼 때 관의 근처에 위치한 볼의 우측 편에서는 볼을 지난 직후 속도의 감소폭이 좌측편에 비해 더 적은 것을 알 수 있었다. 이는 볼의 우측의 경우 관으로 바로 이어지기 때문에 에너지의 손실이 적지만 볼의 좌측의 경우에는 볼 하부의 공간에서 상대적으로 많은 에너지를 잃기 때문에 속도의 감소폭이 큰 것으로 판단된다.

하지만  $0.0148[sec]$ 의 경우 볼과 벽 사이의 통과 면적이 줄어들기 때문에 이 부분에서 빠른 속도로 지나가는 것을 알 수 있다. 상대적으로 볼의 위치가 아래쪽에 있는  $0.007[sec]$ 일 때의 속도인  $17.2[m/s]$ 에 비해 더 빠른  $22.7[m/s]$ 를 나타내는 것을 알 수 있다. 또한 볼을 통과한 직후의 속도 분포를 살펴보면 볼을 지난 직후 좁은 유로를 통과였기 때문에 상대적으로 에너지 손실이 많기 때문에 볼을 지난 후의 속도 감소폭이 이전의 경우에 비해 더 크다는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 관의 입구

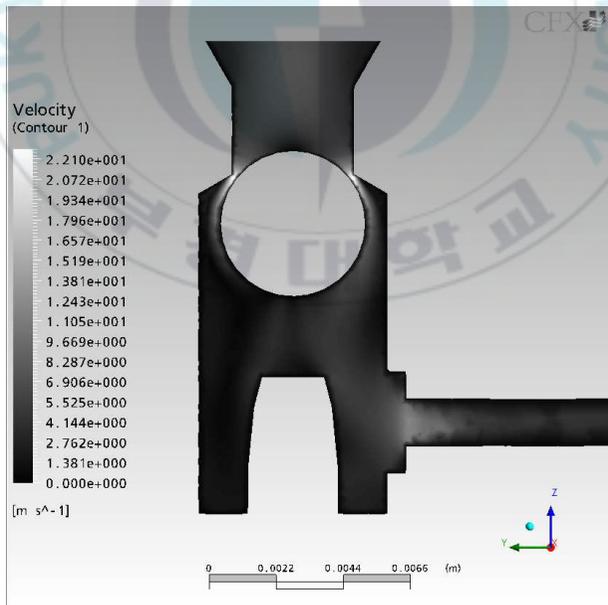
부분에서도 알 수 있는데 불을 지나는 통과면적이 넓을 경우 상대적으로 빠른 속도로 관으로 유입되는 것을 (a)와 (b) 두 그림을 통해서 알 수 있다.

Fig. 3.11은 불을 지나는 유체가 불 하부의 넓은 공간에서 복잡한 유동의 특성을 나타내는 것을 나타낸다. 캡의 주위에서 복잡한 유동이 발생하지만 노즐부로 이어진 관의 입구에서 빠른 속도로 유입이 된다. 또한 유동은 관의 입구에서 회전을 하면서 관으로 유입되는 것을 관찰할 수 있다. 이 경우에도 관으로 유입될 때 에너지의 손실이 많이 발생하게 될 것으로 판단된다.

또한 Fig. 3.12 ~ Fig. 3.13에서 정상상태에서와 비정상 상태에서 체크밸브의 입구에서 유동특성을 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 비정상 상태에서는 엔진오일이 Swirl flow를 형성하면서 유입되지만, 정상상태의 경우 이러한 현상이 발생하지 않는 것을 알 수 있다. 이러한 부분에서 정상상태와 비정상상태에서의 차이중 하나라고 생각한다. 이러한 현상이 발생하는 이유는 지구의 중력과 회전에 의해 발생하는 현상으로 일반적으로 나타나는 육조에서 물이 빠지는 현상과 같이 메커니즘에 의해 발생하는 것이다. 또한 Fig. 3.12의 (a)는 비정상 상태의 계산 초기의 입구 유동의 특성을 나타내고 있다. 초기 전체적으로 유동이 초기 입구에서의 와동이 충분히 발달하지 못한 것을 알 수 있다. 하지만 부분적으로 입구에서 와동이 서서히 발생하고 있는 것을 관찰할 수 있다.



(a)0.007[sec]



(b)0.0148[sec]

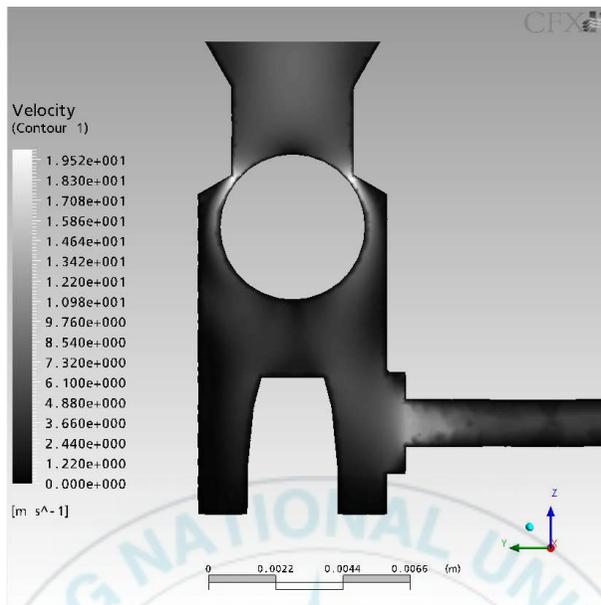


Fig. 3.10 Velocity contours at y-z plane

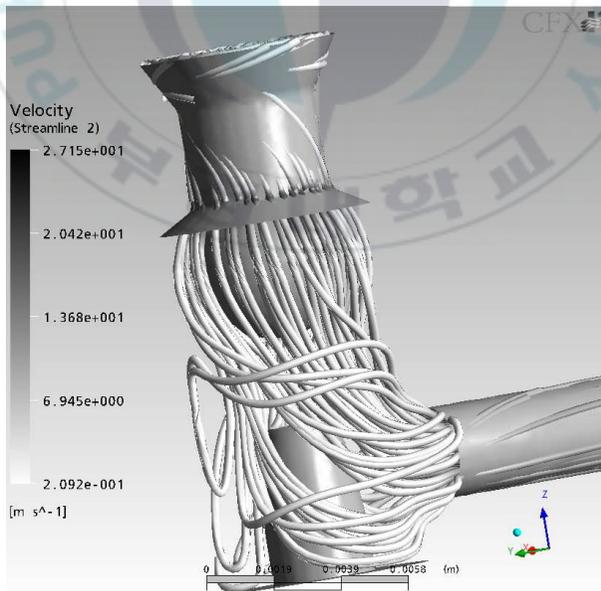
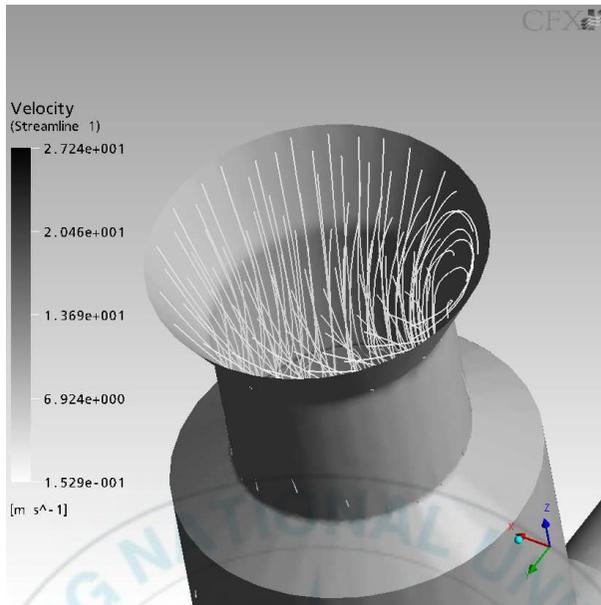
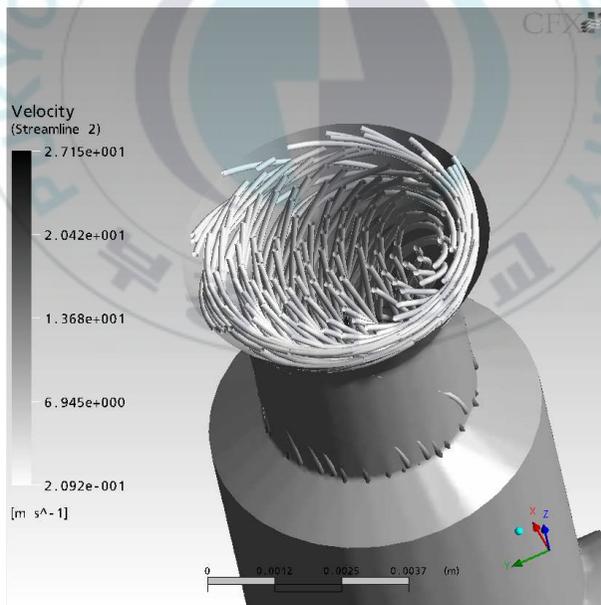


Fig. 3.11 Streamlines at check valve



(a) 0.005[sec]



(b) 0.068[sec]

Fig. 3.12 Streamlines around inlet

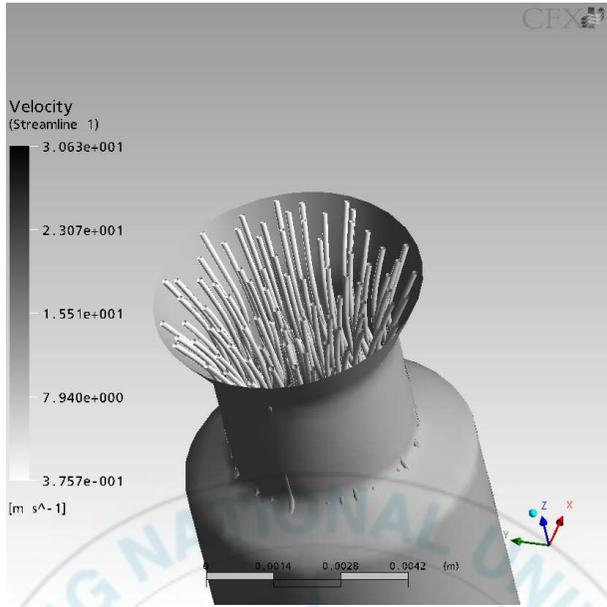
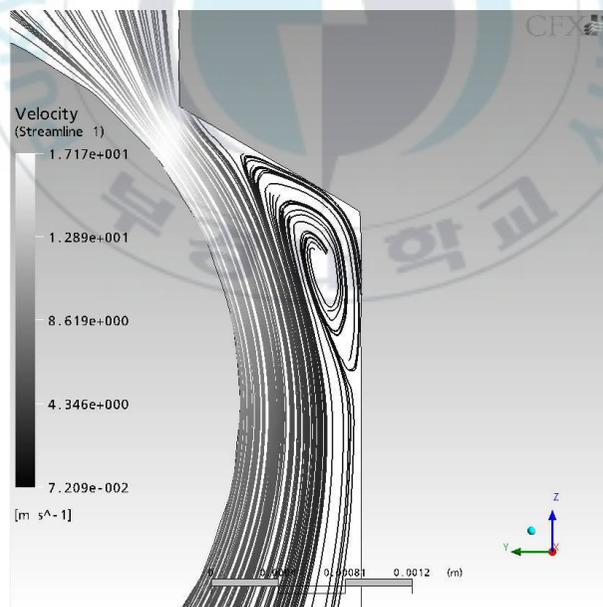


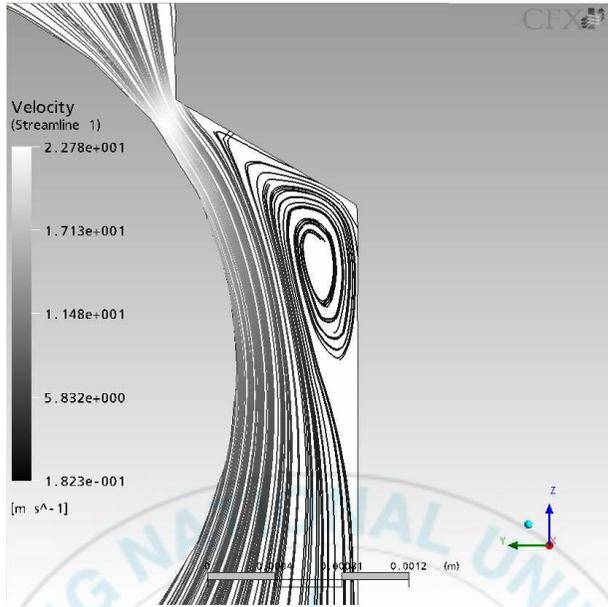
Fig. 3.13 streamlines around inlet

아래의 Fig. 3.14에는 볼의 위치에 따른 볼 주위의 유동 특성을 유선으로 나타내었다. 선행 연구의 결과에서 알 수 있듯이, 각 경우에서 볼 주위에 재순환 영역이 발생하는 것을 알 수 있었다. 이는 볼을 지난 고속의 엔진오일이 넓은 공간으로 빠져나오면서 주위의 형상에 의해 이러한 현상이 발생한다. 이는 Oil jet의 내부 형상에 의해 발생하는 문제이다. 이러한 재순환 영역의 경우 최종적으로 유동장에서 에너지의 손실로 작용하기 때문에 이 부분에서 재순환 영역을 최소화 할 수 있는 설계를 하여야 한다.

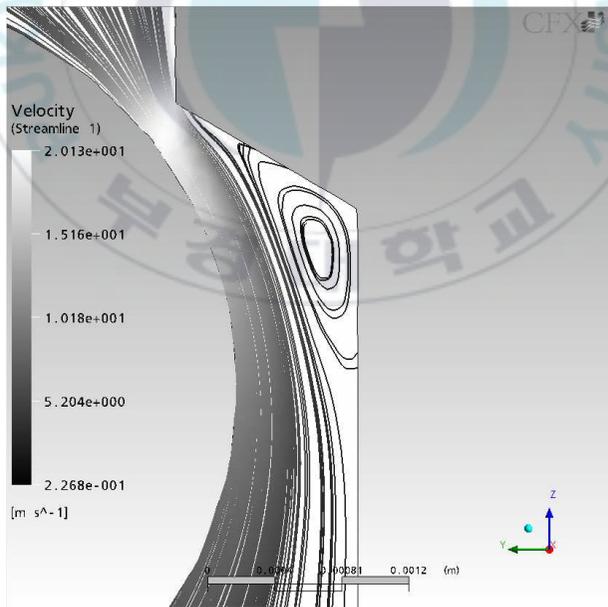
아래의 (a)~(c)의 그림을 통해서 알 수 있듯이 재순환 영역의 크기는 이 부분에 유입되는 엔진오일의 속도에 많은 관계가 있는 것을 알 수 있다. (a)와 (b)를 통해서 알 수 있듯이 보다 고속인 (b)에서는 보다 복잡하고 더욱 발달된 형태의 재순환 영역을 관찰할 수 있다.



(a) 0.007[sec]



(b)0.0148[sec]



(c)0.068[sec]

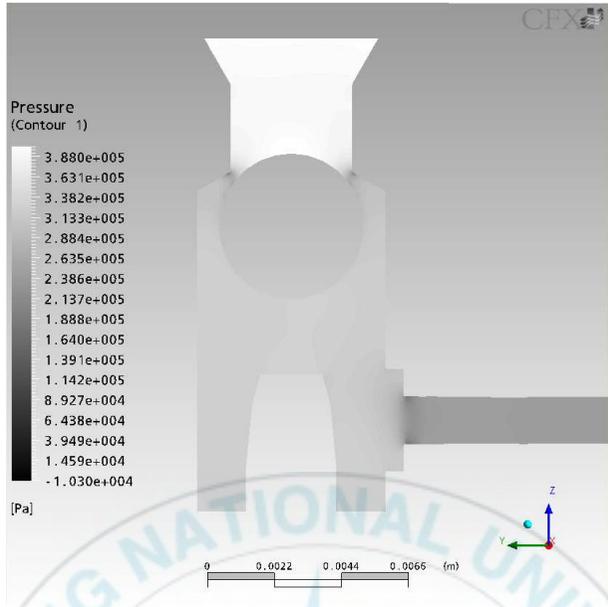
Fig. 3.14 Streamlines around ball check valve

### 3.2.3 Check Valve 내부의 압력장

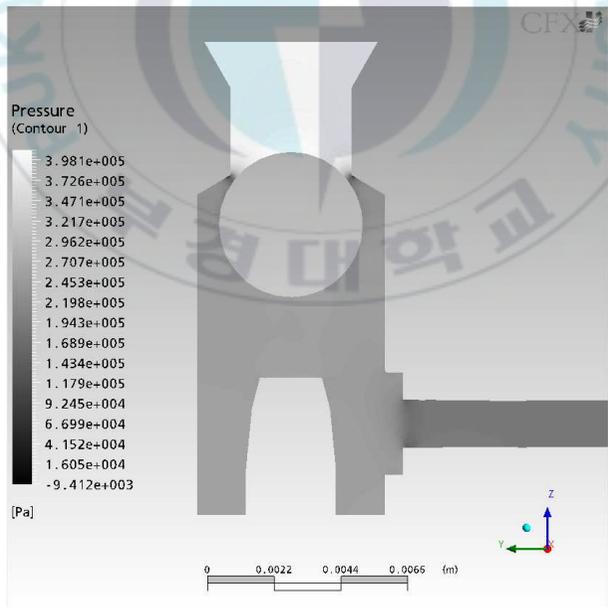
아래의 Fig. 3.15는 볼의 위치에 따른 내부 압력을 contours로 나타내었다. Oil jet의 경우 입구와 출구의 압력 차이로 작동하기 때문에 압력에 대한 자료는 무엇보다 중요하다. 또한 압력의 경우 볼에 이르는 부분에서는 전체적으로 일정한 압력을 나타내지만 볼을 지나면서 압력강하가 큰 것을 알 수 있다.

0.007[sec]일 때 초기 약 400[kPa]의 압력은 볼의 상부에 작용하게 되지만 볼과 벽사이의 좁은 통로를 지나는 사이 압력이 급격하게 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 좁은 통로를 지나는 사이 속도에 의한 동압이 커지는 만큼 정압이 줄어들기 때문이다. 이 경우 볼을 지나 감소했던 압력이 캡 부분에서 서서히 상승하는 것을 관찰할 수 있다. 또한 관의 입구 부분에서 또한 급격하게 압력이 감소하는데 이는 관으로 들어오는 유체의 속도의 증가 때문이다.

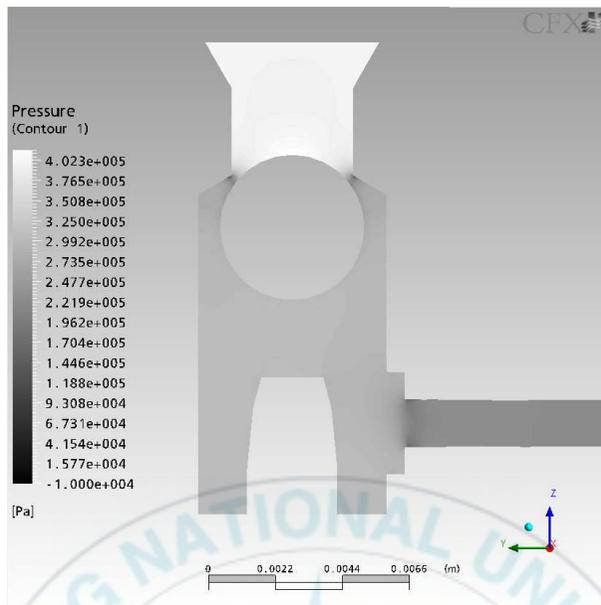
볼이 이보다 상부에 위치한 0.0148[sec]의 경우 볼을 통과하는 엔진 오일의 속도가 빠르기 때문에 상대적으로 정압의 감소가 더 커진다. 이 때문에 볼을 지나서의 압력은 0.007[sec]에서 보다 더 낮다.



(a) 0.007[sec]



(b) 0.0148[sec]



(c)0.068[sec]

Fig. 3.15 Pressure contours at the check valve

### 3.2.4 출구에서의 속도 분포

노즐출구에서 속도의 분포를 살펴보면 Fig. 3.16과 같이 나타난다. 전체적인 속도 분포는 벽면에서는 점착조건의 영향에 의해 0[m/s]의 속도를 나타내고 출구의 중심부근에서 최대 속도를 나타내었다. 또한 곡관부를 지날 때에 원심력의 영향에 의해 관의 바깥쪽 속도가 전체적으로 더 빠른 것을 알 수 있다. Fig. 3.17은 출구에서 각 속도 성분을 나타내고 있다. Y방향의 속도를 살펴보면 관의 중심을 기준으로 관의 바깥쪽에서 양의 속도를 관의 안에서 음의 속도를 나타내는 것을 알 수 있다. 이는 노즐의 형상에 의해 관의 중심에서 외부로 퍼져나가는 것을 알 수 있다. 또한 주 속도인 z 방향의 속도 성분은 전체 속도값의 분포와 마찬가지로 원심력의 영향에 의해 관의 바깥쪽의 속도가 더 빠르게 나타나는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 최종적으로 노즐로부터 분사되어 오일 필터리로 유입되는 노즐 유동의 진로에 영향을 미칠 것으로 예상된다.

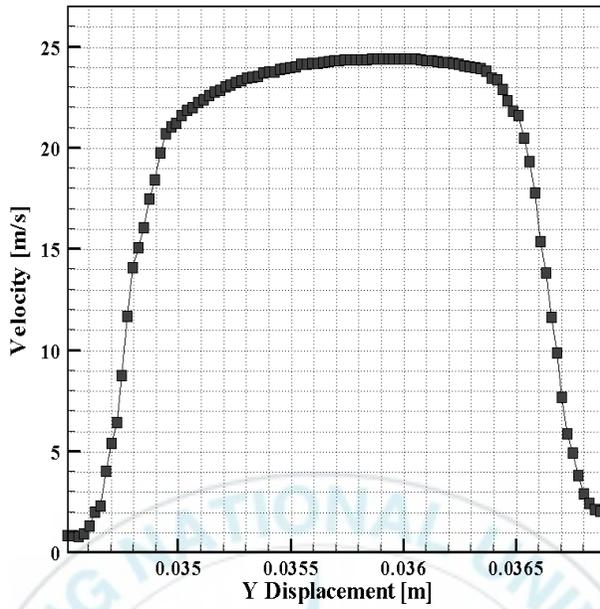


Fig. 3.16 Velocity profile at outlet

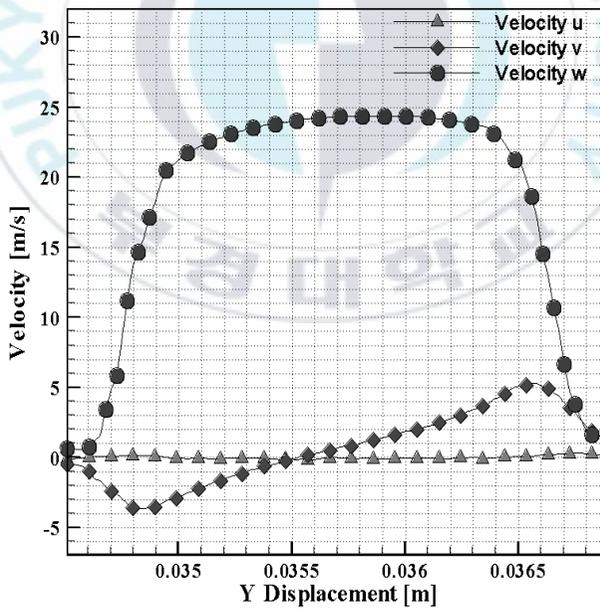


Fig. 3.17 Velocity component at outlet

### 3.2.5 압력 차에 의한 유동 특성

입구 압력의 경우 그 차이에 의해 유동의 특성은 다를 것으로 생각할 수 있다. 입구 압력의 경우 초기  $4.0[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 와  $2.5[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 을 비교하여 적용하였다.

아래의 Fig. 3.18에는 입구 압력이  $2.5[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 일 때 볼의 움직임을 나타내고 있다. 이 경우 볼의 위치는  $4.0[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 일 때와 마찬가지로 시간이 지남에 따라 그 진폭이 줄어들어 시간이 지남에 따라 특정한 위치로 수렴하는 것을 알 수 있다. 하지만  $4.0[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 일 때의 최대 진폭이  $1.7\text{E}-4[\text{m}]$ 인 반면, 압력이  $2.5[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 의 경우  $1.4\text{E}-4[\text{m}]$ 로 더 줄어드는 것을 알 수 있다. 특히 수렴되는 위치의 경우  $4.0[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 의 경우 초기 위치에 비해  $6.0\text{E}-5[\text{m}]$ 에서 수렴되지만  $2.5[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 의 경우 초기 위치 근처에서 수렴되는 것을 관찰할 수 있었다. 또한 압력이  $2.5[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 일 때의 경우를 살펴보면 초기에는 진폭이 크고 그 주기가 짧지만 시간이 지남에 따라 진폭이 줄어드는 대신 그 주기가 길어지는 것을 관찰할 수 있다.

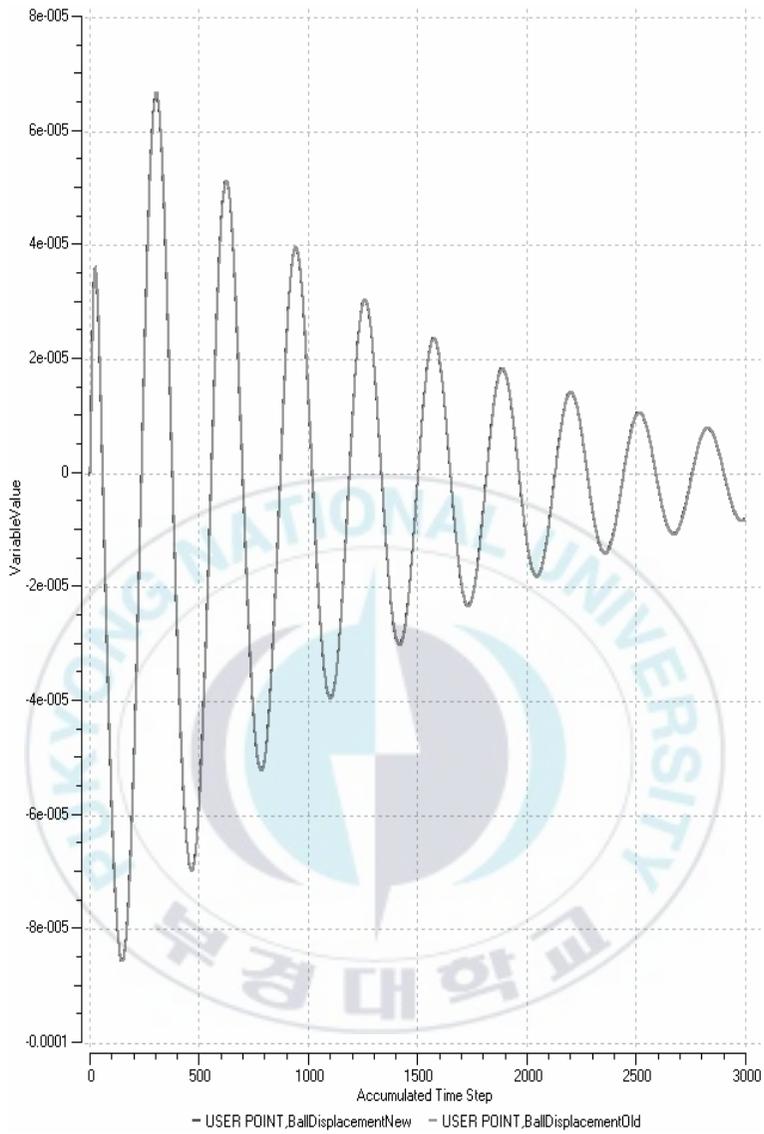


Fig. 3.18 Ball displacement when inlet pressure is  $2.5[\text{kgf}/\text{cm}^2]$

아래의 Fig. 3.19는 압력이 2.5[kgf/cm<sup>2</sup>]일 때의 속도를 Contours로 나타낸 것이다. 이 경우 역시 4.0[kgf/cm<sup>2</sup>]와 마찬가지로 볼을 지나는 부분에서 가장 빠른 속도를 나타내었다. 하지만 이때의 속도는 18.0[m/s]로 4.0[kgf/cm<sup>2</sup>]에 비해 줄어드는 것을 알 수 있다.

또한 아래의 Fig. 3.20에는 볼의 위치가 평형의 위치일 때, 볼 주위의 유동 특성을 나타내고 있다. 입구의 압력이 2.5[kgf/cm<sup>2</sup>]일 때 역시 볼 주위에서 형상의 영향에 의해 재순환 영역이 발생하는 것을 관찰할 수 있다. 앞의 4.0[kgf/cm<sup>2</sup>]에서 살펴본 바와 같이 볼을 통과하는 속도가 빠를수록 재순환 영역의 크기가 커진다. 이 경우 볼을 통과하는 속도가 4.0[kgf/cm<sup>2</sup>]보다 느리기 때문에 보다 작은 재순환 영역이 발생하였다.

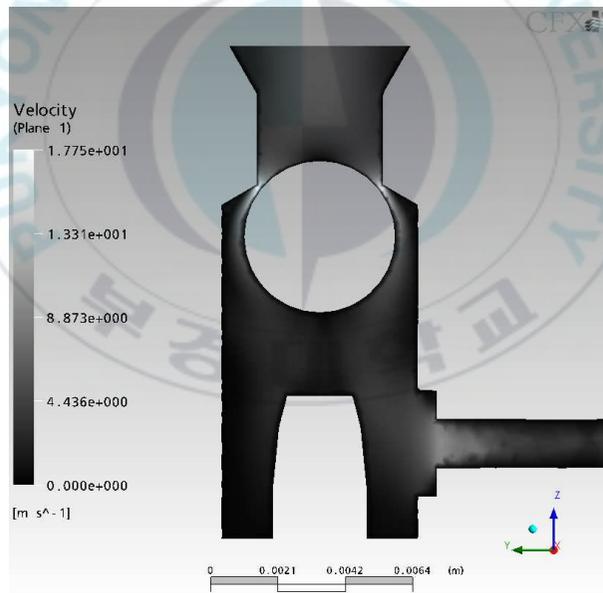


Fig. 3.19 Velocity contours at y-z plane

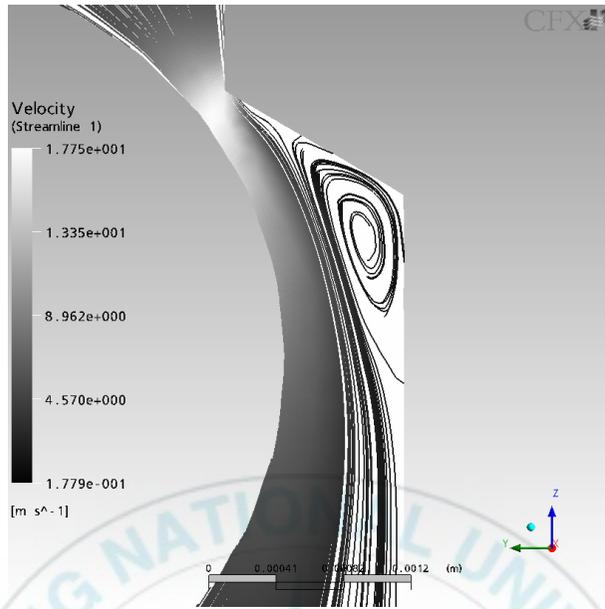
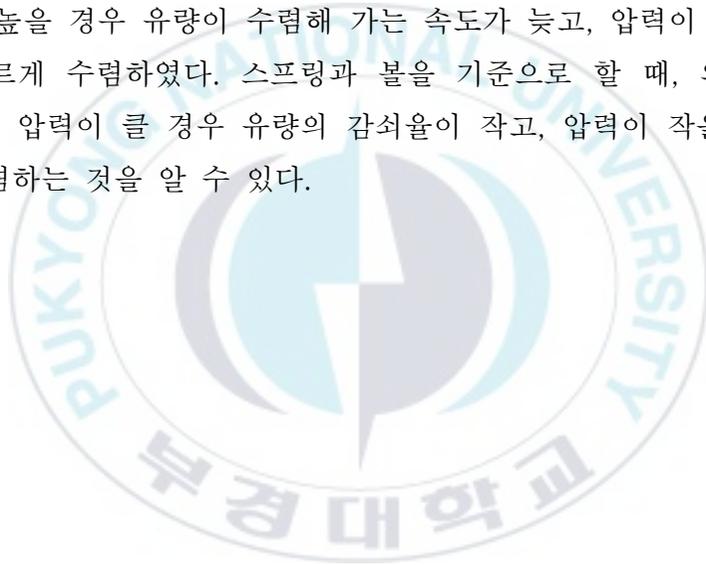


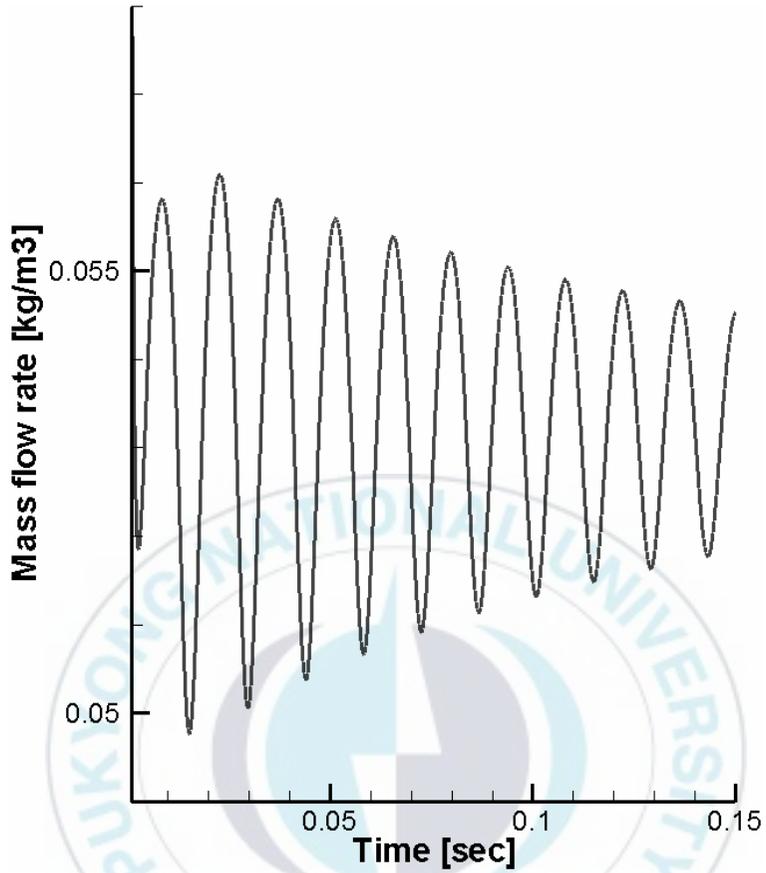
Fig. 3.20 Streamlines around Ball check valve

### 3.2.5 비정상 상태에서의 토출 유량

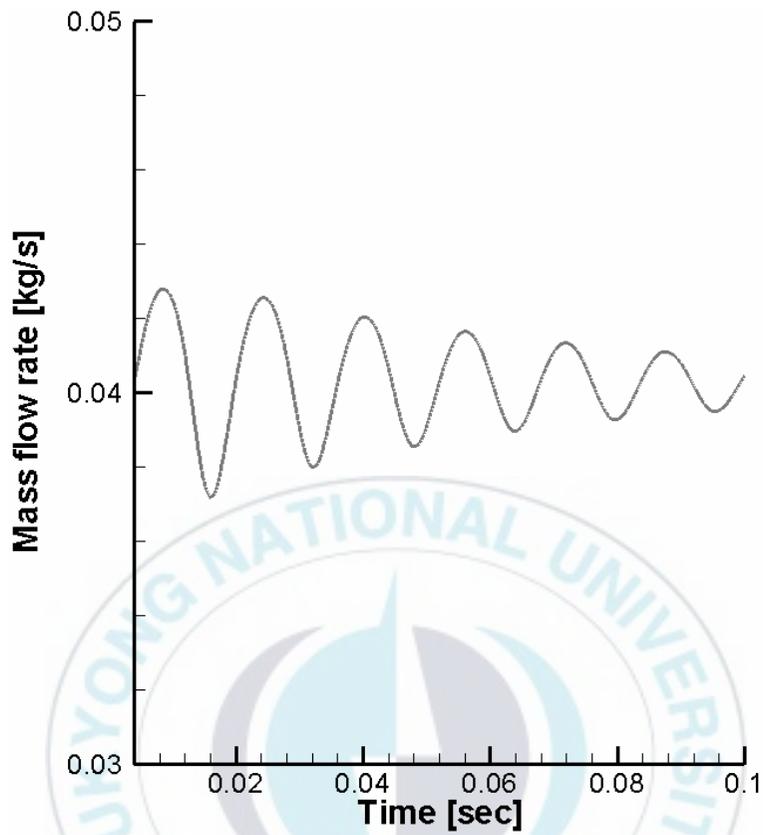
본 연구에서 가장 중요한 결과는 시간에 따른 토출 유량이 어떻게 변하는가를 알아보는 것이다. 아래의 Fig. 3.21에 시간에 따른 토출 유량을 나타내고 있다. 토출 유량의 경우 역시 불의 변위와 마찬가지로 감쇠진동을 하면서 수렴해 가는 것을 알 수 있다. 하지만 변위와 비교해 볼 때, 불이 상승할 경우 토출 유량은 줄어들고, 불이 하강을 할 경우, 토출 유량이 상승하는 것을 알 수 있다. 비정상의 경우에도 준 정상상태와 마찬가지로 불이 상승하여 유로를 막을 경우 토출 유량이 감소하고 불이 하강을 할 경우 토출 유량이 상승하는 것을 알 수 있다.

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





(a) Pressure 4.0 [kgf/cm<sup>2</sup>]



(b) Pressure 2.5[kgf/cm<sup>2</sup>]

Fig. 3.21 Mass flow rate for various pressures

## 4. 결 론

본 연구는 일반적으로 유동과 관계없이 원하는 토출유량만 나오도록 설계하는 현실을 탈피하여 설계자가 내부의 형상과 흐름과의 관계를 충분히 이해함으로써 충실한 최적설계를 할 수 있는 기초자료로서 활용이 가능하도록 하기 위하여 자동차 냉각용 Oil jet의 유량 제어에 사용되는 Check Valve의 내부 유동특성에 관한 연구로 준정상 상태와 비정상 상태에서 해석을 수행하였다.

1. 토출 유량의 경우 준정상 상태에서 볼의 위치가 캡으로부터 2.4[mm]떨어질 때까지는 토출 유량의 변화가 거의 없었지만 볼이 이보다 상부에 위치할 때, 유로 면적의 감소에 의해 토출 유량이 급격하게 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 오일 제트에서 토출 유량이 볼과 벽면에 의해 생기는 유로의 면적이 가장 큰 영향을 미치는 것이다.

2. 비정상 해석에서 볼은 감쇠 진동의 특성을 나타내며 특정한 위치로 수렴하는 것을 알 수 있었다. 차압이 커질수록 진폭은 커지고, 수렴하는데 시간이 오래 걸리는 것을 알 수 있다.

3. 엔진오일이 볼을 지나면서 벽면에서 급확대관으로 유입되면서 유동의 재순환 영역이 발생하고, 또한 볼의 하부에서 복잡한 유동을 형성하는 것을 알 수 있다. 이러한 재순환 영역은 형상의 문제에 의해 발생하며 또한 에너지의 손실을 가져오게 되는 것을 알 수 있다. 차후 설계에서 벽면의 설계를 개선해야 할 것으로 판단된다.

4. 비정상 해석에서 토출 유량은 볼의 움직임과 마찬가지로 감쇠진동의 형태를 나타내지만, 주기  $f$ 의 절반인  $f/2$ 만큼의 위상차를 나타낸다. 이는 볼이 상승할 때 토출 면적이 감소하고, 볼이 하강할 때 토출 면적이 넓어지기 때문이다.

5. 토출 유량의 경우 설계자의 요구조건인  $4.0[\text{kgf}/\text{cm}^2]$ 의 압력에서  $0.045[\text{kg}/\text{s}]$ 이상의 유량을 확보함으로써 냉각을 위한 유량조건을 만족함을 확인할 수 있다. 하지만 토출구의 속도 분포를 살펴보면 원심력의 영향으로 관의 바깥쪽으로 속도가 치우쳐 차후 노즐에서 분사되는 제트 유동의 진로에 영향을 미칠 것으로 판단된다.



## 참고 문헌

- 1) 민병순, 김중수, 최재권, "피스톤 온도저감 방안과 그 효과에 관한 연구," 한국자동차공학회논문집 제 7권 제 3호 pp. 87-93, 2003.
- 2) H.K. Versteeg, W.Malalasekera, "An introduction to computaitonal fluid dynamics The Finite volume method", Longman, 1995.
- 3) 송재수, 정우진, 김성원, "자동변속기내 체크밸브의 모델링 및 최적화 연구," 한국자동차공학회 논문집 제 5권, 제 2호, pp. 111- 119, 1997.
- 4) Frank M. White, Fluid Mechanics Fourth Edition, WCB/McGraw-Hill, 1999, pp.344~346
- 5) J. Gullman-Strand, O. Tornblom, B. Lindgren, Numerical and experimental study of separated flow in a plane asymmetric diffuser, International Journal of Heat and Fluid Flow, 2004 pp.451~460.
- 6) 권지혁, 정호윤, 이종훈, 최윤환, 이연원 " 피스톤 냉각용 Oil jet 유동해석" 한국전산유체공학회 추계학술대회논문집, 2005

## 감사의 글

지금까지 항상 저를 옆에서 말없이 지켜봐 주시고, 걱정해주신 부모님께 먼저 감사드립니다. 그리고 옆에서 챙겨준 동생에게도 감사의 마음을 전합니다. 그리고 지난 2년 동안 한결같이 옆에서 챙겨준 친구들에게도 감사의 말을 전합니다.

지난 2년간 부족한 저를 아껴주시고 세심한 지도해주신 이연원 지도교수님께도 진심어린 감사의 말을 전합니다. 또한 바쁘신 와중에도 부족한 제 논문을 지도해주신 김남식 교수님, 김민남 교수님, 그리고 임우조 교수님께도 감사드립니다.

그리고 같은 실험실원으로 많은 도움을 주신 김태식 선배님, 이중훈 선배님, 그리고 멀리 떨어져 있지만 많은 도움을 주신 이형구 소장님과 김정환 선배님께도 감사의 말씀을 전합니다. 또한 항상 옆에서 가장 많이 챙겨준 정호운 선배님과 리리 선배님에게도 감사의 말을 전합니다. 그리고 후배 재성이, 수영이, 윤규에게도 고맙다는 말과 선배로서 잘 챙겨주지 못한 미안함을 전합니다.

2년 동안 같이 생활하면서 많이 챙겨주시고 항상 밝은 미소로 대해주신 최윤환 교수님과 일본에서 유학중인 김대훈 선배님께 이 공간을 빌어 감사의 말씀을 드립니다.

그리고 2동안 동고동락했던 동기들, 재학이, 상석이, 연수, 영창이에게도 그동안 고마웠다는 말을 전하고 싶습니다.

권지혁 배상