

# 종축 실린더의 항력에 대한 수치 해석적 연구

이현배<sup>1</sup>·최정규<sup>1</sup>·김형태<sup>1,†</sup>  
충남대학교 선박해양공학과<sup>1</sup>

## A Numerical Study on the Drag of Axial Cylinder

Hyun-Bae Lee<sup>1</sup>·Jung-Kyu Choi<sup>1</sup>·Hyoung-Tae Kim<sup>1,†</sup>  
Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Chungnam national University<sup>1</sup>

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

In this study, the numerical analysis for the flows around an axial cylinder is carried out in order to investigate the basic characteristics of drag of blunt body. A variation of drag and flow separation for the axial cylinder is investigated according to the length-diameter ratio. Also, the flow separation around the head is removed by rounding-off the front edge of the body to analyze the effect of drag reduction. Most of the drag turns out to be a pressure drag component and the variation of drag is caused by the change of pressure and velocity which is affected strongly by the flow separation at the edges of the axial cylinder. Especially, it is found that the pressure drag component acting on the back of axial cylinder, as known as the base drag, mainly changes the drag. As the length-diameter ratio of axial cylinder increases, the drag sharply decreases and the minimum is shown when the length-diameter ratio is about 2.4. Also, as the length-diameter ratio increases further above 2.4, the drag increases at a slower rate. The pressure drag is almost constant when the length-diameter ratio is greater than 8, but the increase of friction drag component is the reason for the increase of the drag. When flow separation is removed completely at the front edge of the axial cylinder, the pressure drag component is reduced to 12~17%, but the total drag is reduced to only 17%~32% due to the friction drag component that increases linearly proportional to the length-diameter ratio.

**Keywords** : Axial cylinder(종축 실린더), Drag(항력), Flow separation(유동 박리), Length-diameter ratio(길이-직경비)

## 1. 서론

접수함, 어뢰 등 수중에서 운동하는 물체의 항력은 압력항력과 마찰항력으로 나눌 수 있으며, 압력항력은 물체의 형상에 따라서 큰 차이를 나타낸다. 또, 초공동 수중운동체의 캐비테이션 발생 장치인 캐비테이터와 포드 추진기의 포드와 스트럿 등, 다양한 형상의 부가물 항력은 수중운동체의 저항추진성능에 지대한 영향을 미치므로 형상에 따른 항력을 추정하고 이를 감소시키기 위한 연구가 필요하다.

형상에 따른 항력에 대한 연구에 있어서 기본적인 목표는 물체의 직경, 길이 등과 같은 주요치수 간의 비율 특히, 물체의 길이-직경비와 머리(head)와 꼬리(tail)의 곡률 등 형상을 특징짓는 주요 파라미터에 따른 항력의 변화를 파악하여 항력을 극소화하는 형상을 도출하는 것이라 할 수 있다. 이러한 연구를 위한 형상은 종축실린더가 대표적이며, 형상의 특성상 압력항력과 마찰항력의 구분이 용이하고 유동박리를 동반하기 때문에 박리 제어(Kim & Suh, 1998; Yoon, et.al., 2006)와 주요 파라미터 변화를 통한 형상항력 연구를 위해 많이 활용되고 있다. 특히 Hoerner (1965)는 종축실린더를 포함한 축대칭물체와 다양한 형상의 단면 및 유선형 물체를 대상으로 길이-직경비에 따른 항력의 변화에 대한

실험 자료와 항력 추정을 위한 근사식을 제시하였다.

따라서 형상 항력에 대한 연구는 형상을 특징짓는 주요 파라미터를 변화시켜가면서 항력의 변화를 조사, 분석하는 방법으로 진행해야 하며, 이와 같은 방법을 통해 주어진 제한조건하에서 항력을 극소화하는 형상파라미터를 도출하거나 최적형상을 설계할 수 있다. 그러나 여러 개의 파라미터를 변화시키면 수많은 형상에 대한 항력을 알아내야 하므로 실험만으로는, 소요되는 시간과 비용을 고려할 때, 현실적으로 거의 불가능하다. 이러한 관점에서 형상 항력에 대한 파라미터 연구의 수단으로 수치해석을 이용하는 것이 매우 효과적인 방법이라 사료된다.

본 논문에서는 수중운동체의 형상에 따른 항력 변화에 대한 연구의 첫 단계로서 압력항력과 마찰항력 성분의 작용면을 기하학적으로 구분할 수 있는 특징을 가진 종축 실린더 유동에 대한 수치해석을 수행하고, 유동박리와 항력특성을 조사하였다.

## 2. 유동해석 방법

### 2.1 지배방정식

2차원 비압축성 정상 축대칭 유동에 관한 지배방정식인 연속

방정식(continuity equation)과 RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes)방정식은 원통좌표계에서 다음 식으로 표시된다.

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rV) = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x}(p + \overline{u'u'}) + \frac{\partial}{\partial r}(\overline{u'v'}) + \frac{\overline{u'v'}}{r} - \frac{1}{Re_D} \nabla^2 U = 0 \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x}(\overline{u'v'}) + \frac{\partial}{\partial r}(p + \overline{v'v'}) + \frac{1}{r}(\overline{v'v'} - \overline{w'w'}) - \frac{1}{Re_D} \left( \nabla^2 V - \frac{V}{r^2} \right) = 0 \quad (3)$$

여기서  $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}$ 이다. ( $U, V$ )는  $x, r$ 방향 평균속도 성분, ( $u', v', w'$ )는  $x, r, \theta$ 방향의 난류변동속도 성분,  $Re_D = U_0 D / \nu$ ,  $U_0$ 는 유입속도,  $D$ 는 실린더의 직경 길이이며 위의 식들은  $U_0, D$  및 밀도( $\rho$ )로 무차원화 된 것이다.

### 2.2 수치해석법

유동해석을 위하여 선체 주위 유동해석에 많이 사용하고 있는 유한체적법(FVM) 기반의 상용코드인 FLUENT(ver. 13)를 사용하였다. 지배방정식의 확산항은 2차중심차분, 대류항은 QUICK(Quadratic Upwind Interpolation for Convective Kinematics)방법으로 이산화 하였고, 속도-압력 연성은 SIMPLEC 방법을 사용하였다. 난류모형은 선박의 수치해석 시 저항 및 프로펠러 면에서의 반류분포 추정에 많이 사용되고 있는 *Realizable k-ε* 모형을 사용하였고, 벽함수는 표준 벽함수(standard wall function)를 사용하였다. 길이-직경비를 주요 파라미터로 택하고, 모든 유동계산에서 레이놀즈수는  $Re_D = 1.0 \times 10^6$ 로 고정하였다.

다음 식은 차례로 항력계수( $C_D$ ), 압력항력계수( $C_{DP}$ ), 마찰항력계수( $C_{DF}$ )를 정의한 것이며, 면적( $S$ )는 전방 투영면적(frontal area)이고,  $C_D = C_{DP} + C_{DF}$ 이다.

$$C_D = \frac{D}{1/2 \rho U^2 S} \quad (4)$$

$$C_{DP} = \frac{D_P}{1/2 \rho U^2 S} \quad (5)$$

$$C_{DF} = \frac{D_F}{1/2 \rho U^2 S} \quad (6)$$

## 3. 종축 실린더 유동 해석 결과

종축 실린더의 유동에 대한 수치해석을 수행하기 위해서 Fig. 1과 같이 균일 유동 안에 놓인 종축 실린더 앞면의 중심에 좌표계의 원점으로 잡고, 실린더 중심축을 따라 하류 방향을  $x$  축의 양의 방향으로, 반경 방향을  $r$  축의 양의 방향으로 한다.

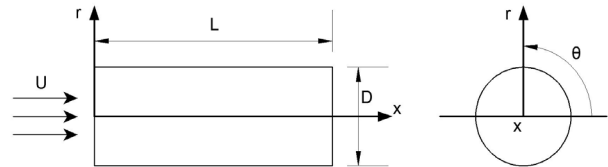


Fig. 1 Geometry and coordinate system for axial cylinder

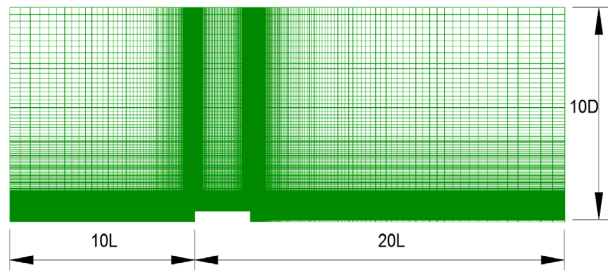


Fig. 2 Grid for computation of flow around axial cylinder

축대칭 난류유동으로 가정하여 수치계산을 수행하였고, 유입 경계는  $10L$ , 외부경계는  $10D$ , 유출경계는  $20L$ 로 유동영역을 잡아 수치격자를 생성하였다. 실린더 길이-직경비( $L/D$ )에 따라 격자수는 약 80,000 ~ 120,000개 내외로 하고, 축대칭 조건을 적용하여 2차원 정렬격자를 사용하였다. 직경을 1m로 고정시키고 길이를 0.01 ~ 16m로 변화시켜가면서 각각의 형상에 대해 수치해석을 수행하였고, 해석을 수행한 종축실린더의 길이-직경비( $L/D$ )를 Table 1에 정리하였다.

Table 1 Length-Diameter ratios of axial cylinders

L/D
0.01, 0.1, 0.5, 1, 1.5, 2, 2.1, 2.15, 2.5, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16

### 3.1 약자 정의

이 후, 본 연구의 내용을 기술하면서 자주 사용한 약자를 다음에 간략하게 정의하였다.

- FE : front edge of axial cylinder, (Fig.3, a)
- BE : back edge of axial cylinder, (Fig.3, b)
- FB : face of axial cylinder, (Fig.3, c)
- SB : side of axial cylinder, (Fig.3, d)

BB : back of axial cylinder, (Fig.3, e)  
 FV : fore vortex  
 (Fig. 4, FE에서의 유동박리에 의해 생긴 보오텍스)  
 RV : rear vortex  
 (Fig. 5, BE에서의 유동박리에 의해 생긴 보오텍스)

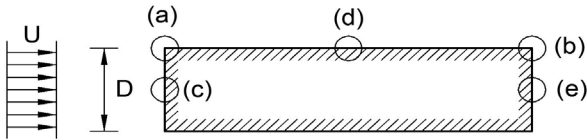


Fig. 3 Define abbreviations for parts of axial cylinder

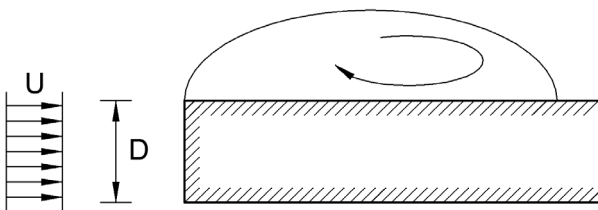


Fig. 4 Fore vortex (White, 1991)

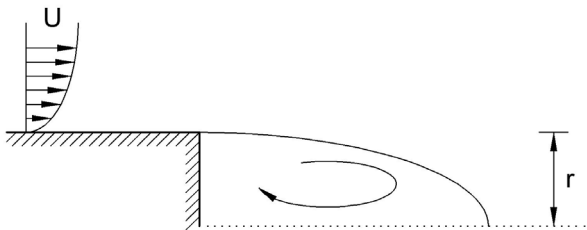


Fig. 5 Rear vortex (White, 1991)

### 3.2 유동박리의 특성

Fig. 6과 같이 종축 실린더의 길이가 직경의 대략 2배 보다 작은 경우에는 앞 모서리(FE)에서 유동박리에 의해 생성된 보오텍스(FV)가 실린더의 후류까지 확장되어 실린더 뒷면(BB) 부근의 유동 및 압력에 큰 영향을 미치는 것을 볼 수 있다.

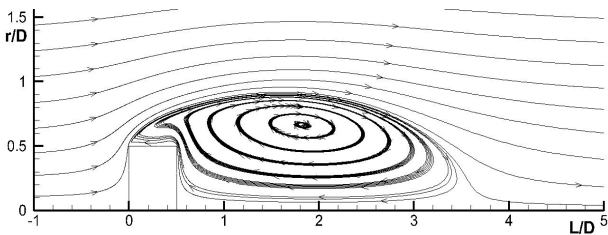


Fig. 6 Separated flow around an axial cylinder ( $L/D = 0.5$ )

하지만 Fig. 7에서 보듯이 종축 실린더의 길이가 직경의 2배 보다 커지면서 FE에서 발생된 박리 보오텍스는 실린더 측면(SB)

에서 재부착(reattach)하여 닫히고, 뒷 모서리(BE)에서 유동박리가 또 발생하여 실린더 후류에서 닫히는 후방 보오텍스(RV)를 생성한다. 즉, FE에서 발생하는 FV와 BE에서 발생하는 RV로 분리

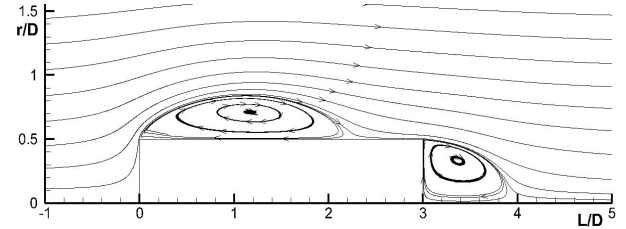


Fig. 7 Separated flow around axial cylinder ( $L/D = 3$ )

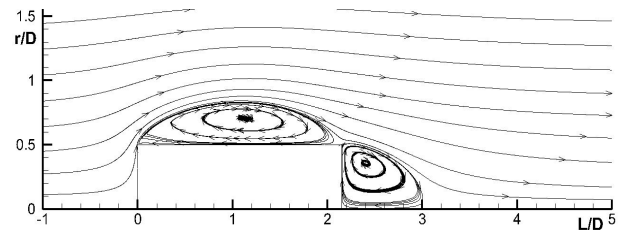


Fig. 8 Separated flow around axial cylinder ( $L/D = 2.15$ )

가 가능한 2개의 박리 보오텍스가 형성된다. 박리 보오텍스가 2개로 나뉘어 형성되는 과정을 좀 더 자세히 살펴보기 위해서  $L/D = 2.1, 2.15$ 에 대해 추가적인 수치계산을 수행하고, 유동박리가 2개의 박리 보오텍스(FV, RV)로 완전히 분리된 경우 ( $L/D = 2.15$ )의 유동을 Fig. 8에 나타내었다.

$L/D = 2 \sim 2.5$  사이에서 FV와 RV를 명확하게 나누는 것이 쉽지 않았지만, 다음과 같이 서로 다른 유동 패턴으로 구분하여 Table 2에 정리 하였다.

Table 2 Pattern of separation vortex flow

Pattern	$L/D$
Pattern 1	0.01, 0.1, 0.5, 1, 1.5, 2
Pattern 2	2.1, 2.15, 2.5, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16

\* Pattern 1 : 1개의 박리 보오텍스(FV)가 존재하는 경우

\* Pattern 2 : 2개의 박리 보오텍스(FV, RV)가 존재하는 경우

Fig. 9와 Fig. 10은 각각 보오텍스의 길이와 높이의 변화를 나타낸 것이다. 보오텍스의 길이  $\ell$ 은 FE 또는 BE를 시작점으로 하여 유동박리가 닫힌 점까지의 거리로 정의하였고, 높이  $h$ 는 실린더 중심축을 기준으로 하여 박리 영역의 최대 반경으로 정의하였다. Fig. 9에서 보듯이 보오텍스가 1개인 Pattern 1의 경우, FV의 길이는  $L/D$ 가 커짐에 따라 빠르게 감소하고, 보오텍스가 2개인 Pattern 2로 유동이 변환되면서  $L/D$ 에 따라 FV의 길이가 증가하다가,  $L/D \geq 6$ 에서는 FV의 길이  $\ell$ 이 일정한 값(약  $2.4D$ )으로 수렴한다. 이러한 FV 길이의 변화 양상은 Fig. 16에 나타낸

종축 실린더의 압력항력계수  $C_{DP}$ 의 변화와 유사함을 볼 수 있다. 또 Pattern 2의 경우, RV의 길이  $\ell$ 은  $L/D$ 가 커지면서 잠시 감소하다가  $L/D \approx 2.5$  이후에는 빠르게 증가하고, 그 증가율이 점차 감소하여  $L/D \geq 8$ 에서는 아주 느리게 일정한 값(약  $1.5D$ )으로 수렴하는 것으로 나타났다. Fig. 10에서 보듯이 Pattern 1의 경우 FV의 높이  $h$ 는  $L/D \leq 2$ 에서는  $L/D$ 가 커지면서 감소하다가, Pattern 2로 변하면서 다시 약간 증가하여  $L/D \geq 6$ 에서는 더 이상 변하지 않는다. 뒷모서리에서 발생한 RV의 높이는 예상대로 거의 일정하다.

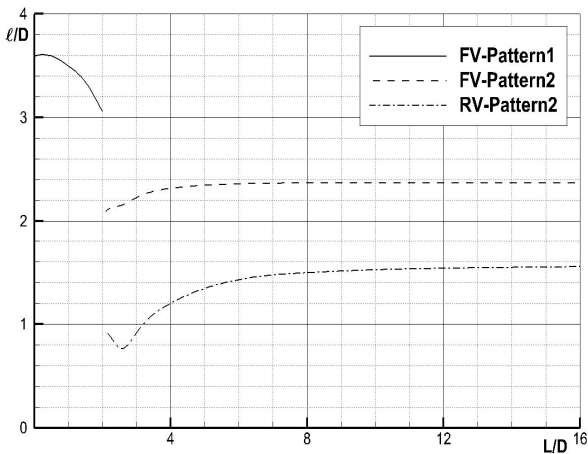


Fig. 9 Length of separation vortex

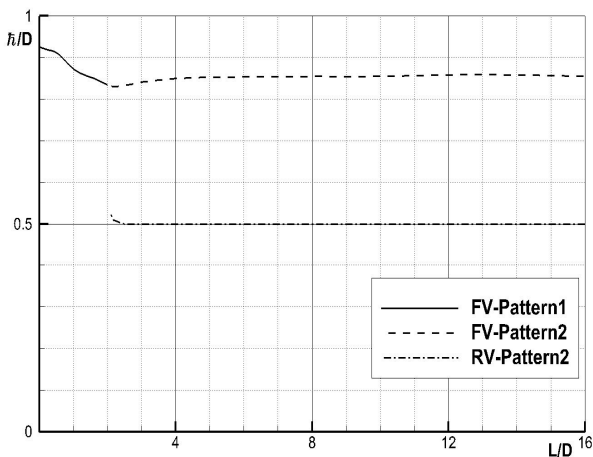


Fig. 10 Height of separation vortex

Fig. 11과 12는 각각 바리보오텍스 중심 위치의 변화를 FE 또는 BE를 기준으로 나타낸 것이다. Pattern 1에서는  $L/D$ 가 커지면 FV의 중심위치가 빠르게 낮아지고 하류로 내려가며, 유동이 Pattern 2로 변하면서 중심위치 변화가 줄어들어  $L/D \geq 4$ 에서 FV의 중심위치가 일정해진다. 한편, RV 중심의  $r$  위치는  $L/D \approx 2$  이후 감소하다가  $L/D \geq 4$ 에서는 거의 일정해지고,  $x$  위치는  $L/D \approx 4$ 까지 하류로 내려가며 중심위치의 변화가 점차 감소하여  $L/D \geq 8$ 에서는 거의 변하지 않는다.

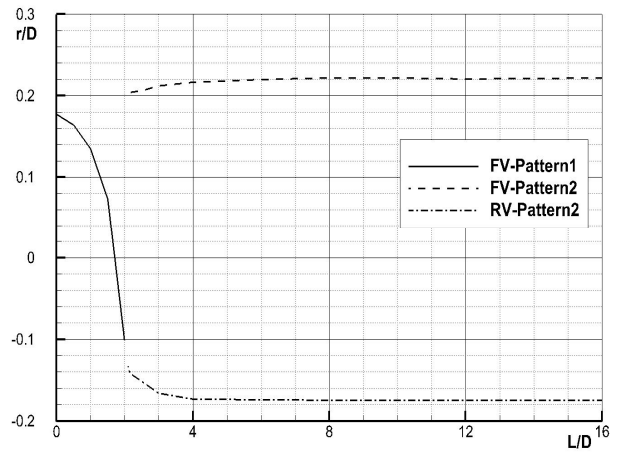


Fig. 11 r-coordinates of vortex center

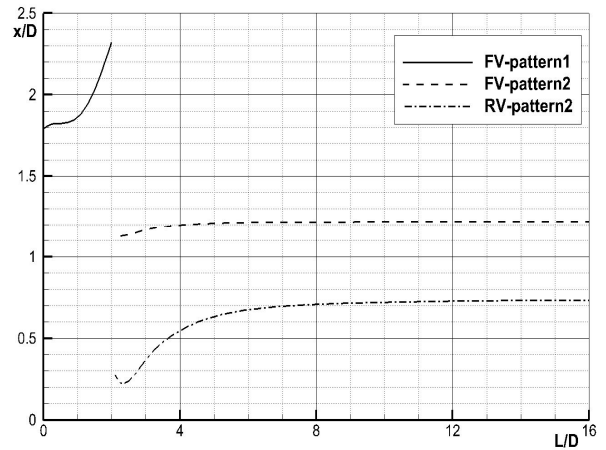


Fig. 12 x-coordinates of vortex center

### 3.3 항력 특성

다음은 종축실린더의 항력 특성에 대해 살펴보았다. 균일유동 중에 놓인 종축실린더의 기하학적 특성 때문에 항력성분 중 압력

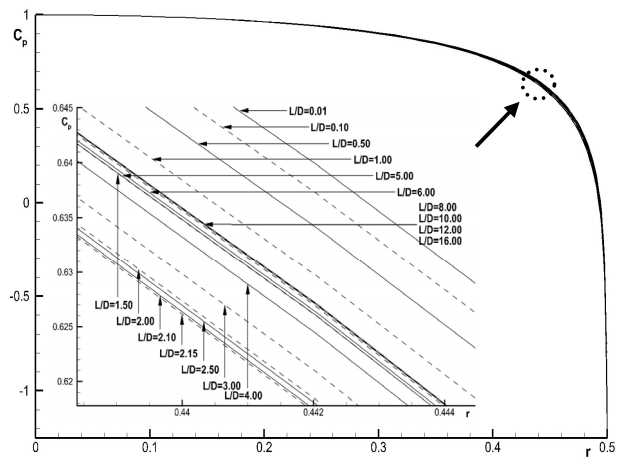


Fig. 13  $C_p$  Distribution on front side for axial cylinders with sharp-edged head

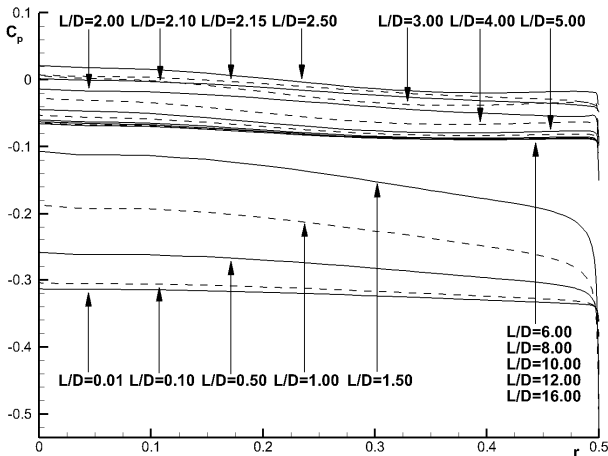


Fig. 14  $C_p$  Distribution on back side for axial cylinders with sharp-edged head

항력은 종축실린더 앞면(FB)과 뒷면(BB)에 작용하는 압력만으로 결정되고, 마찰항력은 실린더 옆면(SB)의 마찰력만으로 결정되며, 이를 중심으로 하여 종축실린더의 항력 특성을 살펴보았다.

Fig. 13은 FB에 작용하는 압력( $C_p$ ) 분포를 보여주며, 대부분 유사하고 일관된 모양을 보이고 있다. 상호간의 압력 차이를 살펴보기 위하여 확대해 보면,  $C_p$ 는  $L/D$ 가 가장 작을 때 가장 크고,  $L/D$ 가 커지면  $C_p$ 가 감소하여  $L/D = 2.15$ 일 때 최소가 되며,  $L/D$ 가 이 보다 더 커지면  $C_p$ 가 다시 증가하고,  $L/D \geq 8$  경우에는 거의 동일한 압력분포를 나타낸다. FB의 압력적분은 종축실린더 전반부의 압력항력으로 볼 수 있고, 이와 같은 FB 압력의 변화는 종축실린더의 압력항력을 변화시킨다.

Fig. 14는 BB에 작용하는  $C_p$  분포를 보여준다.  $L/D$ 가 가장 작을 때  $C_p$ 도 가장 작고,  $L/D$ 가 커지면  $C_p$ 가 증가하여,  $L/D = 2.5$  부근에서 최대가 되며,  $L/D$ 가 더 커지면  $C_p$ 는 감소하고  $L/D \geq 8$ 에서는 거의 동일한  $C_p$  분포를 나타낸다. 이러한 BB의 압력은 유동바리의 크기와 바리보오텍스의 양상에 의해서 지배적인 영향을 받으며, Fig. 14에 보듯이 BB면에 걸쳐 거의 일정한 값의  $C_p$  분포로 나타난다. BB의 압력 적분치는 기저항력(base drag)이고, 또 종축실린더 후반부의 압력항력으로도 볼 수 있으며, BB 압력의 변화는 종축실린더의 압력항력을 변화시킨다. 결과적으로 FB와 BB의 압력적분 결과에 의해 종축실린더의 압력항력이 결정된다.

Fig. 15는 종축실린더 측면 SB의 마찰력  $C_f$  분포를 보여준다. 가로축은 FE를 원점으로 하여 하류 위치  $x$ 를 각 실린더의 길이  $\ell$ 로 무차원화 한 것이다.  $L/D = 0.01 \sim 2.15$  구간에서는 박리유동이 실린더 전체를 감싸고, SB 전체에 역류가 발생하기 때문에  $C_f$ 는 모두 음의 값을 갖는다.  $L/D \geq 2.2$ 에서는 박리된 유동이 SB에서 재부착(reattach)되므로, 그 하류에서  $C_f$ 는 양의 값을 나타내며,  $L/D$ 가 커지면 양의  $C_f$  값을 갖는 영역이 증가하는 것을 볼 수 있다. 박리유동이 재부착된 하류의 SB에서  $C_f$ 는 약  $2.2 \sim 2.5 \times 10^{-3}$ 이며  $L/D$ 가 커지면 SB에서 발달한

경계주의 국부 레이놀즈수가 커지는 효과 때문에 조금 감소하는 것으로 보인다. 한편, BE에 근접한 곳에서  $C_f$ 가 증가하는 것은 SB의 비활(no-slip) 조건이 BE 하류에서 완화되어 국부적으로 유동이 가속되기 때문이다.

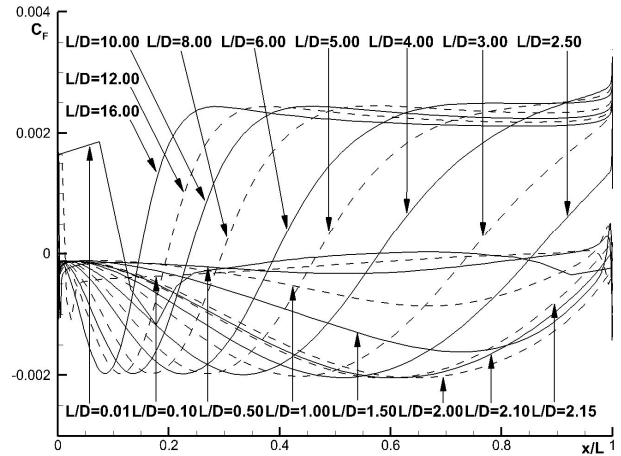


Fig. 15  $C_f$  Distribution on side for axial cylinders with sharp-edged head

Fig. 16은 종축실린더의 항력계수( $C_D$ ), 압력항력계수( $C_{DP}$ ), 마찰항력계수( $C_{DF}$ )의 변화를 보여준다. 본 연구에서 계산을 수행한  $L/D$  범위( $0.01 \leq L/D \leq 16$ )에서 종축실린더의 항력은 주로 압력항력으로 이루어진다.  $C_D$ 와  $C_{DP}$ 는  $L/D$ 가 0.01부터 커지면서 빠르게 감소하다가  $L/D \approx 2.4$ 에서 최소가 된다.  $L/D$ 가 더 커지면  $C_D$ 와  $C_{DP}$ 는 천천히 증가하며,  $C_{DP}$ 는  $L/D \geq 8$ 에서는 거의 일정한 값( $\sim 0.85$ )으로 수렴한다. 이러한 압력항력의 변화 양상은 기저항력(base drag)이 주도하며, 이는 Fig. 16에 보인 기저항력계수( $C_{DB}$ )를 통해 확인할 수 있다.  $C_{DF}$ 는  $L/D \leq 6$ 에서 크기는 작지만  $C_{DP}$ 와 유사한 변화의 양상을 보인다.  $L/D$ 가 6보다 더 커지면  $C_{DF}$ 는 선형적으로 증가하며, 이에 따라 전체 항력( $C_D$ )도 선형적으로 증가하는 것으로 나타났다. 이와 같은 마찰항력의 선형적 증가는 마찰면적이 실린더 길이에 비례하여 증가하기 때문이다. 이상의 항력에 대한 논의에서 본 연구의 항력계수는 침수면적(wetted surface area)이 아니라 전방투영면적(frontal area)을 사용하여 무차원화 한 것임을 상기할 필요가 있다.

Fig. 16에 심볼로 표시한 실험 결과 (HOERNER, 1965)와 본 연구의 수치해석 결과가 유사한 경향을 나타내고는 있지만,  $L/D \leq 4$ 에서 항력에 대한 실험값은 계산결과와 상당한 차이를 나타내고 있다. 본 연구에서 계산결과는 정상 축대칭유동으로 모델링하여 얻은 것이지만, 아마도 실험에서는 비정상 3차원 유동에 대해 계측, 평균한 결과일 것으로 추측되며, 이러한 이유 때문에 큰 차이가 발생한 것으로 판단된다. 또, 실험에서는  $L/D \approx 2.4$ 에서 항력이 최소가 되는 현상을 찾아 볼 수가 없는데, 현재로서는 앞서 언급한 유동의 비정상성 및 3차원 유동 특성 이외에는 이에 대한 원인의 규명이나 해석이 불가능하다.

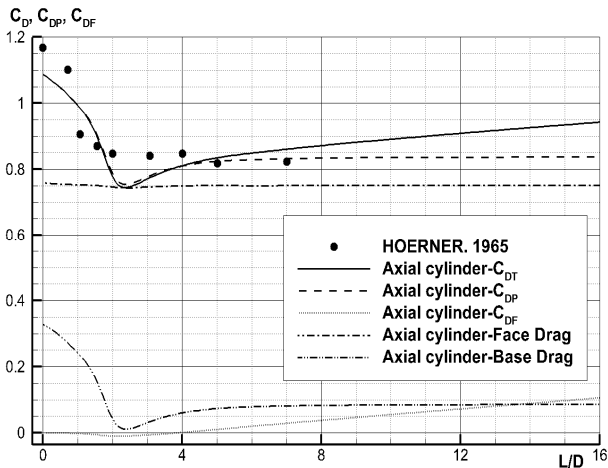


Fig. 16 Change of drag coefficients with length-diameter ratio for axial cylinders with sharp-edged head

### 4. 앞쪽모서리 모깍기의 영향

본 장에서는 Fig. 17에서 보듯이 종축실린더 앞 모서리(FE)에 곡률반경  $a$ 인 모깍기(rounding-off)를 적용하여 유동박리를 제어함으로써 유동특성과 항력의 변화를 살펴보고자 하였다.

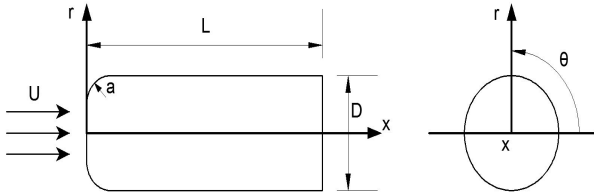


Fig. 17 Geometry for axial cylinders with round-edged head

앞서 수행한 바와 같이 축대칭유동에 대한 계산을 수행하였고, 계산 영역의 유입경계는  $10L$ , 외부경계는  $10D$ , 유출경계는  $20L$ 로 하고,  $L/D$ 의 크기에 따라 80,000 ~ 120,000개의 정렬격자를 사용하였다.

#### 4.1 유동의 변화

앞 모서리(FE)에 적용한 모깍기의 곡률반경비( $a/D$ )에 따른 유동 변화를 살펴보기 위해, 길이-직경비( $L/D$ )가 1과 5인 종축 실린더를 대상으로 모깍기 곡률반경비( $a/D$ )를 변화시켜가면서 수치해석을 수행하였다. 모깍기가 충분치 못해 앞 모서리의 유동 박리를 완전히 없애지 못한 경우에는, 모깍기를 하지 않은 종축 실린더의 경우처럼 2개의 박리 보오텍스(FV, RV)가 형성된다. Fig. 18과 19에서 보듯이  $a/D$ 가 특정한 값보다 커서 모깍기가 충분하면, FE에서 유동박리가 발생하지 않고 FV도 사라지며, 뒷 모서리(BE)에서 발생한 박리 보오텍스 RV만 남게 된다.

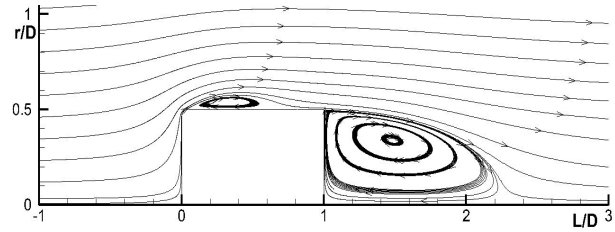


Fig. 18 Separated flow around axial cylinder of  $L/D = 1$  with round-edged head ( $a/D = 0.0417$ )

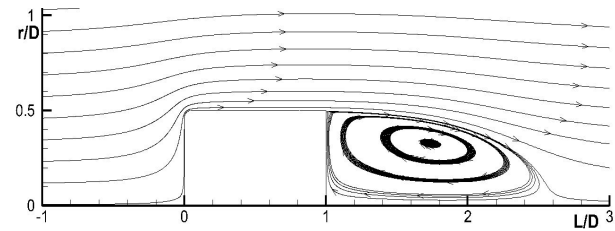


Fig. 19 Separated flow around axial cylinder of  $L/D = 1$  with round-edged head ( $a/D = 0.0418$ )

$L/D = 1$ 인 경우,  $a/D = 0.0417 \sim 0.0418$ 에서 FV가 사라지며,  $L/D = 5$ 인 경우에는  $a/D = 0.0439 \sim 0.044$ 에서 FV가 사라지는 것으로 조사되었다. FE에 적용한  $a/D$ 가 커짐에 따라 FV가 작아지고 또 사라지는 과정에서 실린더 측면의 경계층 유동, 특히 BE에 근접한 유동이 변하고 BE에서 발생하는 RV도 달라지며 BB의 압력도 변화한다.

#### 4.2 항력의 변화

Fig. 20과 21은 각각  $L/D$ 가 1과 5인 경우에 대해  $FB^*$ 의  $C_p$  분포를 보여준다. 여기서  $FB^*$ 는 실린더 앞면 중앙에서 앞 모서리의 모깍기가 끝난 위치까지의 축방향 투영면이다.  $a/D$ 가 커지면  $FB^*$ 의 압력이 감소하며, 유동박리가 완전히 사라지는  $a/D = 0.0418$ 일 때, 가장 낮은 음압이 발생한다. 이후  $a/D$ 가 더 커지면 최저 압력은 증가하지만 음압분포면적이 증가하며, 이와 같은 음압 분포는 압력항력의 감소에 크게 기여한다.

$L/D = 5$ 의 경우 역시  $L/D = 1$ 와 매우 유사한 경향을 보이고 있으며,  $a/D = 0.044$ 에서 박리가 완전히 사라지고, 가장 낮은 음압이 발생하는 것으로 나타났다.

Fig. 22와 23은 각각  $L/D$ 가 1과 5인 경우에 대해 BB의  $C_p$  분포를 보여준다. Fig. 22에 보인  $L/D = 1$ 의 경우,  $a/D$ 가 작아서 앞 모서리에서 유동박리가 발생하면, FV가 실린더 전체를 감싸고 BB의 압력은 FV에 의해 큰 영향을 받는다.  $a/D = 0.01$ 일 때 BB의  $C_p$ 가 가장 낮고, 따라서 기저항력이 가장 크다.  $a/D = 0.04$ 까지 커지면서  $C_p$ 는 증가하고 따라서 기저항력은 감소한다.  $a/D$ 가 더 커지면서 FV가 실린더 측면에 재부착하면,  $C_p$ 는 다시 감소하여  $a/D = 0.0418 \sim 0.3$ 에서는  $C_p$  분포가 거의 변하지 않으며, 비교적 균일한 분포를 보인다.

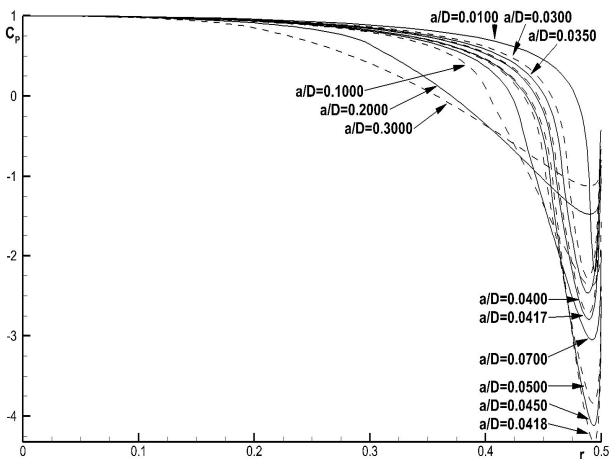


Fig. 20  $C_p$  Distribution on front side for axial cylinders with round-edged head ( $L/D = 1$ )

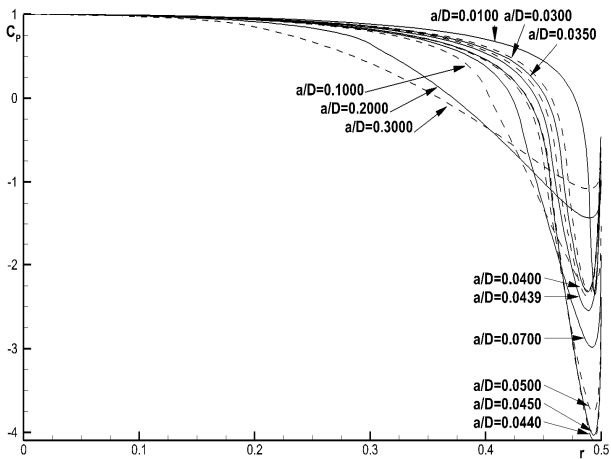


Fig. 21  $C_p$  Distribution on front side for axial cylinders with round-edged head ( $L/D = 5$ )

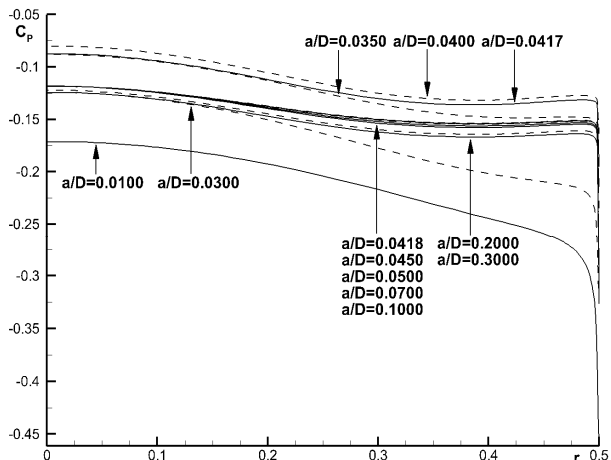


Fig. 22  $C_p$  distribution on back side for axial cylinders with round-edged head ( $L/D = 1$ )

Fig. 23에 보인  $L/D = 5$ 의 경우,  $a/D < 0.044$ 에서는 앞

모서리에서 유동박리가 발생하지만, 생성된 FV는 실린더의 측면에 재부착하며, 뒷모서리에도 유동박리가 발생하여 RV가 생성된다.  $a/D \geq 0.044$ 에서는 FV가 완전히 사라지고 RV만 남게 된다.

$a/D = 0.01$ 일 때  $C_p$ 가 가장 높고,  $a/D$ 가 커지면  $C_p$ 는 감소하며, RV만이 발생하는  $a/D \geq 0.044$ 에서는 거의 동일한  $C_p$  분포를 보여준다.

Fig. 24와 25는 각각  $L/D$ 가 1과 5인 경우에 대해  $SB^*$ 의  $C_f$  분포를 보여준다. 여기서  $SB^*$ 는 앞쪽모서리의 모각기가 시작된 위치로부터 뒷모서리까지 실린더 측면의 반경방향 투영면이다. Fig. 25에 보인  $L/D=1$ 인 경우,  $a/D \leq 0.0417$ 에서는 FV 내부의 역류 때문에 음의  $C_f$  값을 갖는 영역이 있지만,  $a/D \geq 0.0418$ 에서는 유동박리와 FV가 사라져서  $C_f$  값은 모두 양의 값으로 나타난다.  $C_f$ 는 FV가 사라진  $a/D = 0.0418$ 에서 급격히 커지는데, 이는 유동이 박리되지 않고 곡률반경이 작은 앞 모서리를 돌아가면서 발생하는 급격한 압력의 감소로 유속이 빨라지기 때문이다.

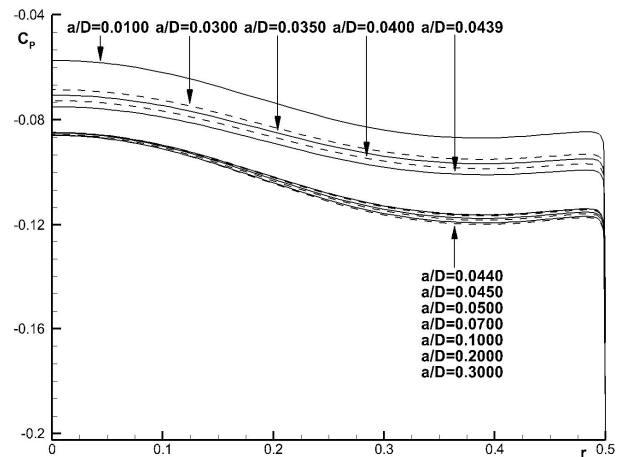


Fig. 23  $C_p$  Distribution on back side for axial cylinders with round-edged head ( $L/D = 5$ )

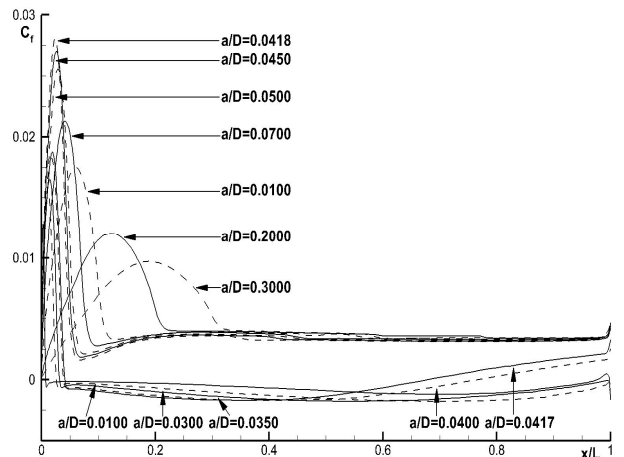


Fig. 24  $C_f$  distribution on side for axial cylinders with round-edged head ( $L/D = 1$ )

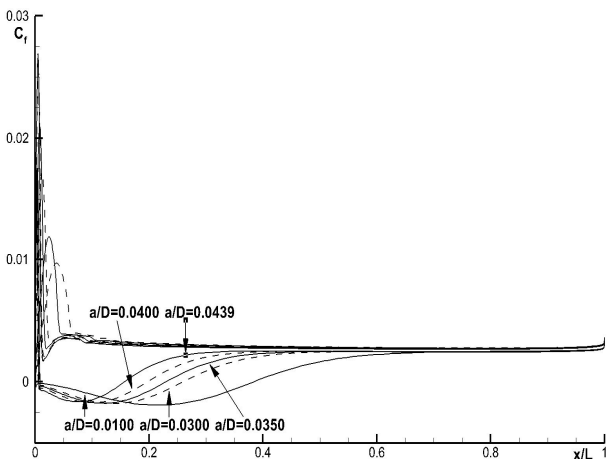


Fig. 25  $C_f$  distribution on side for axial cylinders with round-edged head ( $L/D = 5$ )

$L/D = 5$ 의 경우도  $L/D = 1$ 과 비슷한 양상을 보이지만, 모깍기가 충분치 않아서 유동박리와 FV가 발생해도 실린더 측면에 다시 부착되므로, FV 후방의  $C_f$ 는 양의 값을 나타낸다.

Fig. 26은  $C_f$ 의 변화가 매우 심해서 Fig. 25에서는 구분하기 어려운 실린더 전반 20% 부분을 확대하여 다시 나타낸 것이다.  $a/D \geq 0.044$ 에서는 FV가 사라져서  $C_f$ 는 모두 양의 값이며,  $C_f$ 의 크기와 분포 양상은 대체로  $L/D = 1$ 의 경우와 유사하다.

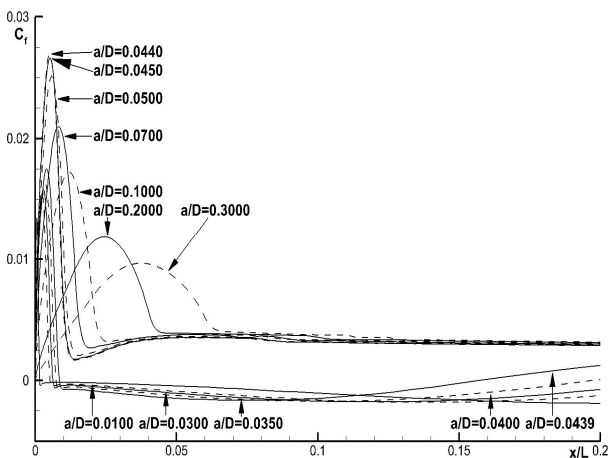


Fig. 26 Expanded view of  $C_f$  distribution on side for axial cylinders with round-edged head ( $L/D = 5$ )

Fig. 27은 앞 모서리의 모깍기 곡률반경비( $a/D$ )에 따른 항력 계수( $C_D$ ), 압력항력계수( $C_{DP}$ ), 미찰항력계수( $C_{DF}$ )의 변화를 보여준다.  $a/D$ 가 커지면서  $C_D$ 는 선형적으로 빠르게 감소하며, 이는 항력의 대부분을 차지하는  $C_{DP}$ 가 동일한 양상으로 감소하기 때문이다.  $a/D$ 가 0.04를 넘어서면서 항력은 더욱 급격하게 감소하며, FV가 완전히 사라지는  $a/D \geq 0.05$ 에서  $C_D$ 와  $C_{DP}$ 는 거의 최소가 된다. 모깍기를 하지 않은 실린더를 기준으

로 할 때,  $L/D = 1$ 인 경우, 모깍기에 의해 항력이 1/5 수준으로 줄었고, 이 때 미찰항력은 전체 항력의 10% 이내이다.  $L/D = 5$ 인 경우에는 모깍기의 효과로 항력이 약 1/4 수준으로 줄었고, 이 때 미찰항력은 전체 항력의 30% 정도로 나타났다. 이상의 결과로부터 앞 모서리의 모깍기 곡률반경을 실린더 직경의 5% 보다 크게 적용하면, 항력감소 효과를 충분히 얻을 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 28은 곡률반경비  $a/D = 0.2$ 의 모깍기를 적용하여 앞 모서리의 유동박리와 FV가 완전히 사라진 종축실린더 유동에 대해  $L/D$ 에 따른  $C_D$ ,  $C_{DP}$ ,  $C_{DF}$ 의 변화를 보여준다. Fig. 16과 비교하여 살펴보면,  $L/D$ 가 동일한 실린더의 항력계수  $C_D$ 가 모깍기에 의해서 17%~32% 수준으로 감소한 것과  $L/D = 2$  부근에  $C_{DP}$ 가 감소하는 것은 BB의 압력이 증가하여 기저항력( $C_{DB}$ )이 작아지기 때문이고,  $C_{DF}$ 가 선형적으로 증가하는 것은 미찰응력이 작용하는 실린더의 측면적이 길이에 비례하여 증가하기 때문이다.

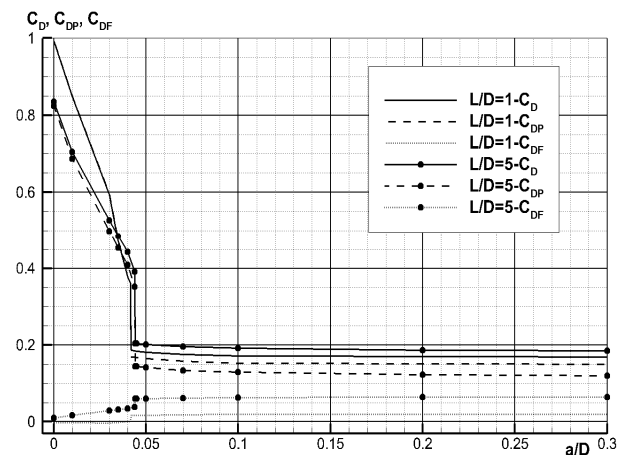


Fig. 27 Drag reduction by rounding-off of front edges for two axial cylinders ( $L/D = 1, 5$ )

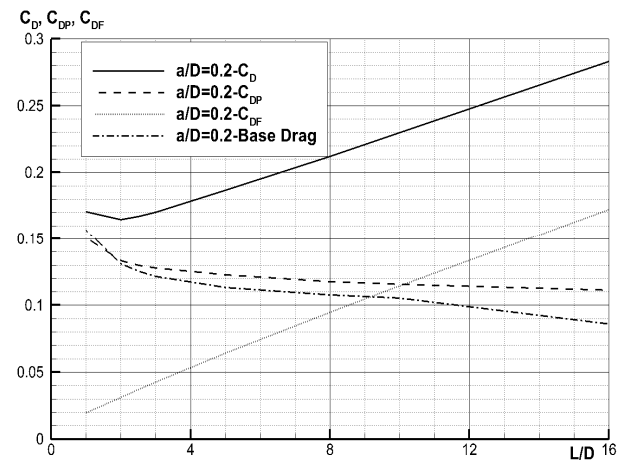


Fig. 28 Change of drag coefficients with length-diameter ratio for axial cylinders with round-edged head ( $a/D = 0.2$ )



## 5. 결론

길이-직경비를 주요 파라미터로 하여 형상을 변화시키면서 종축 실린더 유동에 대한 수치해석을 수행하고, 유동박리와 항력의 변화를 조사하였다. 실린더의 길이가 직경의 2배 이하인 경우에는 앞 모서리에서 발생한 유동박리에 의해 생성된 박리보오텍스가 실린더의 후류까지 확장되어 실린더 뒷면의 압력에 큰 영향을 미치는 것으로 조사되었다. 실린더 길이가 직경의 2배 보다 커지면 앞 모서리에서 발생한 박리보오텍스는 실린더 측면에 재부착하여 닫히고, 뒷 모서리에서 유동박리가 또 발생하여 실린더 후류에 보오텍스를 생성함으로써 2개의 박리보오텍스를 갖는 유동 패턴으로 변환된다. 박리보오텍스가 1개만 생성된 경우, 길이-직경비가 커지면 보오텍스의 길이는 빠르게 감소한다. 길이-직경비가 더 커져서 박리보오텍스가 2개인 유동패턴으로 변환되면, 앞쪽 보오텍스의 길이가 증가하며, 길이-직경비가 6 이상이면 보오텍스 길이는 실린더 직경의 약 2.4배로 수렴한다. 또 뒤쪽 보오텍스 길이는 길이-직경비가 커지면 잠시 감소하다가, 길이-직경비 2.5를 넘으면서 빠르게 증가하고, 그 증가율이 점차 감소하여 길이-직경비가 8 이상이면 느리게 실린더 직경의 약 1.5배로 수렴한다. 한편, 박리보오텍스가 1개인 경우, 보오텍스의 높이는 길이-직경비가 커지면 감소하다가, 유동패턴이 변하면 앞쪽 보오텍스의 높이가 약간 증가하며, 길이-직경비가 6 이상이면 더 이상 변하지 않는다. 뒤쪽 박리보오텍스의 높이는 거의 일정하다.

종축실린더 앞면의 압력은 길이-직경비가 가장 작을 때 가장 크고, 길이-직경비가 커지면 감소하여 길이-직경비가 약 2.15일 때 최소가 된다. 길이-직경비가 이 보다 더 커지면 압력이 다시 증가하여 길이-직경비가 8 이상이면 더 이상 변하지 않고 거의 동일한 압력분포를 나타낸다. 반면에, 실린더 뒷면의 압력은 길이-직경비가 가장 작을 때 가장 작고, 길이-직경비가 커지면 증가하며, 길이-직경비 2.5 부근에서 최대가 된다. 길이-직경비가 이 보다 더 커지면 압력이 다시 감소하며, 길이-직경비가 8 이상이면 거의 동일한 압력분포를 나타낸다.

항력의 변화를 조사, 분석한 결과, 종축 실린더의 항력은 대부분 압력항력성분이고, 앞면 또는 앞뒷면 모서리에서 발생하는 유동박리가 실린더 주위의 유속과 압력 분포에 큰 영향을 미쳐서 항력을 변화시키는 것으로 나타났다. 특히, 종축 실린더 뒷면에 작용하는 압력항력성분, 즉 기저항력이 항력의 변화 양상을 주도하는 것으로 파악되었다. 길이-직경비 0.01인 종축실린더, 즉 수직원판으로부터 길이-직경비가 커지면 항력계수와 압력항력계수는 빠르게 감소하고 길이-직경비가 약 2.4일 때, 최소가 된다. 길이-직경비가 더 커지면 항력계수와 압력항력계수는 천천히 증가하며, 이 중 후자는 길이-직경비가 8 이상이면 거의 일정한 값 (~ 0.85)으로 수렴한다. 이러한 항력의 변화 양상은 기저항력에 의하여 지배되는 것으로 조사되었다. 한편, 마찰항력계수는 길이-직경비가 6 이하에서 크기는 작지만 압력항력계수와 유사한 변화의 양상을 보인다. 길이-직경비가 6 이상이면 마찰저항계수는 선형적으로 증가하며, 이에 따라 전체 항력도 선형적으로 증가한

다. 이와 같은 마찰항력의 선형적 증가는 마찰면적이 실린더 길이에 비례하여 증가하기 때문이다.

한편, 종축실린더 앞 모서리에서 유동박리가 발생하지 않도록 모깍기를 적용하고, 모깍기의 곡률반경에 따른 박리회피 및 항력 감소 효과를 살펴보았다. 길이-직경비가 1과 5인 실린더의 경우, 앞 모서리의 모깍기 곡률반경이 실린더 직경의 5%이상이면 유동박리와 앞쪽 박리보오텍스를 완전히 회피할 수 있고, 모깍기를 하지 않은 실린더를 기준으로 할 때, 실린더 길이-직경비가 1인 경우는 모깍기의 효과로 항력이 1/5 수준으로, 길이-직경비가 5인 경우에는, 항력이 1/4 수준으로 감소한 것으로 나타났다. 또, 곡률반경이 실린더 직경의 20%인 모깍기를 적용하여, 앞 모서리의 유동박리와 박리보오텍스가 완전히 사라진 종축실린더 항력을 조사한 결과, 모깍기의 항력감소 효과로 인해 길이-직경비가 동일한 실린더의 항력계수가 17%~32% 수준으로 감소하고, 길이-직경비 2 부근에서 항력이 최소가 되는 것을 알 수 있었다.

## 후기

본 논문은 지식경제부(산업원천기술개발사업, 그린쉽 기반 확보를 위한 에너지 절감형 선형 및 추진시스템 개발)의 지원으로 수행된 연구임.

## 참고 문헌

- HOERNER, S.F., 1965. FLUID-DYNAMIC DRAG. HOERNER FLUID DYNAMICS: USA.
- Kim, K.S. & Suh, J.C., 1998. Vorticity Based Analysis of the Viscous Flow around an Impulsively Started Cylinder. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 35(4), pp.1-10.
- White, F.M., 1991. *VISCOUS FLUID FLOW*. McGraw-Hill: USA.
- Yoon, H.S. Chun, H.H. & Jung, K.H., 2006. Large Eddy Simulation of Turbulent Flow around a Square Cylinder. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 43(6), pp.675-682.



이 현배



최정규



김형태