

설계인자 변경에 따른 버터플라이 밸브 유동 특성에 관한 연구

이 종 옥,^{*1} 최 훈 기,² 유 근 종²

CHARACTERISTIC OF BUTTERFLY VALVE FLOW WITH DIFFERENT DESIGN FACTORS

J.W. Lee,^{*1} H.K. Choi² and G.J. Yoo²

Flow control butterfly valve(FCBV) is known to have difficulty in controlling flow rate along valve opening due to its high flow rate. In low opening condition, the butterfly valve also has some shortcomings such as noise, vibration and erosion which are mostly caused by cavitation effects. Therefore, the FCBV requires proper remedies to reduce cavitation effects and to improve flow control performance. Numerical analysis is applied to FCBV flow to find effects of design factors such as seat diameter and valve opening rate. Cases with 3 different sizes of seat diameter and various valve opening rate are selected for the numerical analysis. From the analysis results, it is found that the FCBV with small seat diameter shows better pressure loss performance and reduced cavitation effects.

Key Words : 버터플라이 밸브(Butterfly Valve), 공동화현상(Cavitation), 압력손실계수(Pressure Loss Coefficient), 캐비테이션수(Cavitation Number), 유량계수(Flow Coefficient), 전산유체공학(CFD)

1. 서 론

대부분의 산업 공정에는 제품의 생산, 수송 등에 파이프라인이 필요하며 이 파이프 내부에 흐르는 유체를 조절하기 위해서는 다양한 밸브가 사용되고 있다. 그 중 버터플라이 밸브는 원판형의 디스크를 회전시켜 시트와 접촉함으로써 유체의 흐름을 조절한다[1]. 버터플라이 밸브는 다른 밸브와 비교하여 가격이 저렴하고 구조가 간단하며 제어특성이 좋아서 선박용이나 산업용으로 많이 사용되고 있다.

많은 연구가들에 의하여 밸브의 유량 계수, Torque 계수, 압력손실 계수 등 밸브의 성능과 캐비테이션 현상에 관한 연구가 대부분을 차지하고 있으며 지금까지 지속적으로 수행되고 있다. 오승환[2]은 수치해석을 통하여 동일한 유속조건 하에서 밸브 타입과 각 밸브의 디스크 개도에 따라 유량 계수를 도출하였다. Huang[3]은 버터플라이 밸브의 비압축성 3차

원 유동장의 속도와 압력분포를 구하기 위해 수치해석을 수행하고 디스크의 최적설계를 위해 유량조절, 개폐성능, 캐비테이션 특성에 대해서 고찰하였다. Kimura[4]는 버터플라이 밸브에서 토크특성을 예측하기 위해 자유유선이론과 날개이론으로부터 이론적인 토크 방정식을 도출하고 디스크의 형상이 서로 다른 세개의 밸브를 실험과 비교하였으며, 유도한 토크방정식이 비교적 성공적인 예측결과를 보여주었다. 캐비테이션 현상에 대한 연구는 캐비테이션 현상을 줄이기 위한 밸브형상을 변경한 연구[5-6]와 극저온상에 발생하는 캐비테이션 현상 발생예측 연구[7-8]를 하였다. 또한 이론적인 손실계수를 도출하고, 이를 통해 캐비테이션 단계를 이론적으로 예측하고자 하였다[9].

버터플라이 밸브에 있어서 시트의 역할은 디스크와 함께 유로를 막는 기능을 하며 재질과 장착방법에 따라 고압용에서부터 초저온에 이르기까지 다양한 방면에 적용할 수 있는 중요한 구성 요소이다. 시트의 형상을 어떻게 설계하는가에 따라서 밸브의 누수문제, 수명문제 등을 해결할 수 있을 뿐만 아니라 유량제어용 버터플라이밸브의 미세한 제어를 가능하게 할 수 있다.

본 연구는 버터플라이 밸브에서 중요한 설계인자인 시트의 직경을 변화시켜 밸브의 유동특성을 도출하기 위하여 여러 가지 개도각도에 대하여 수치해석을 수행하였다.

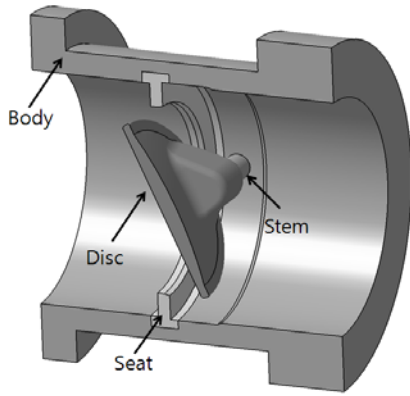
접수일: 2010년 1월 14일, 심사완료일: 2010년 2월17일,

게재확정일: 2010년 2월 26일,

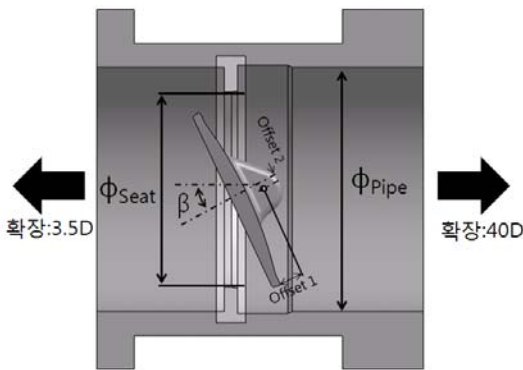
1 정회원, 창원대학교 대학원 기계설계공학과

2 정회원, 창원대학교 기계설계공학과

* Corresponding author, E-mail: hkchoi@changwon.ac.kr



(a) Schematic diagram



(b) Definition of numerical domain

Fig. 1 Geometrical and flow parameters for butterfly valve

2. 해석 조건

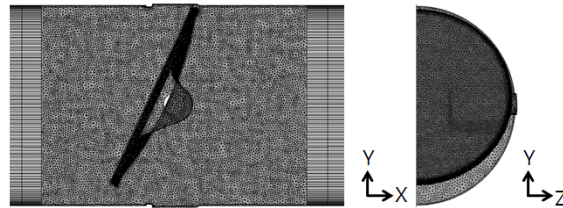
2.1 해석대상

버터플라이 밸브는 디스크, 스템(디스크의 회전축), 밸브 몸체, 시트로 구성되어 있으며, 디스크 스템의 중심축이 편심된 double eccentric type의 밸브이다.

3차원 형상으로 구현한 밸브의 모양은 Fig. 1과 같다. 디스크와 밸브몸체, 시트간의 간섭을 확인하기 위해 CATIA 3차원 모델링 소프트웨어를 이용하였으며, 유동해석의 격자작업을 위해 일부 수 밀리미터 미만의 틈새는 모두 제거하였다. 배관 직경은 D=300mm이며, 밸브의 입·출구간의 거리가 디스크의 직경보다 짧기 때문에 해석의 편의를 위해 밸브 상류와 하류 쪽으로 밸브의 직경에 맞추어 확장하였다. Kimura 등[9]의 실험방법을 참조하여 스템을 중심으로 밸브 상류쪽으로는 직경의 32배(32D)의 배관을 구성하여 출구에서의 속도를 입구조건으로 사용하였다. 또한, 하류측 배관의 유동안정화를 고려



(a) Valve disk part



(b) Cross section

Fig. 2 Grid system configuration

하여 40배(40D)까지 확장하여 유동의 안정성을 확보하였다.

수식 (1)과 같이 표현되는 직경비(a)의 크기는 제작사에서 일반적으로 많이 적용하고 있는 $\alpha=0.98$ 을 기준으로 하고 직경비의 영향을 파악하기 위하여 $\alpha=0.95, 0.9, 0.85, 0.8$ 의 값을 적용하였다. 이때 디스크의 개도각은 15°에서 30°까지는 5°단위로, 30°에서 80°까지는 10°단위로 증가시켜 해석형상을 모델링하였다.

$$Diameter\ ratio(\alpha) = \frac{\Phi_{Seat}}{\Phi_{Pipe}} \tag{1}$$

여기서 Φ_{Seat} 와 Φ_{Pipe} 는 각각 시트와 파이프의 직경을 나타낸다.

해석 격자계는 비정렬격자로 개도각의 크기에 따라 구성하였다. 이때, 디스크와 시트, 몸체부분의 형상이 복잡하고 일부 접촉되는 부분 때문에 격자구성이 힘들어 tetra 격자를 이용하고, 밸브에서 입구와 출구쪽으로 확장된 배관부분은 hexa 격자를 이용하였고 밸브의 중심단면에 밸브의 디스크와 관이 서로 대칭이므로 1/2형상에 대하여 모델링을 하여 격자 수를 줄였다. 점성저층(viscous sublayer) 영역을 안정적으로 처리하기 위해 벽면 경계조건이 적용되는 경계면에 prism 격자를 분포시켰다. 해석격자계는 대략 100만여 개에서 170만여 개 셀로 구성되었다. 또한 약 300만 개의 격자를 구성하여 해석을 수행하였고 100만여 개의 격자를 구성한 경우와 동일한 결과

를 나타내었으므로 격자의 독립성을 확보하였다. Fig. 2은 디스크의 개도각 25°일 때의 격자계를 나타낸 것이다.

2.2 수치해석방법

버터플라이 밸브의 내부유동장에 대한 정량적인 해석을 위하여 유체기계학의 내부유동과 성능의 해석에 많이 적용되고 있는 상용프로그램인 ANSYS CFX[10]을 이용하였다.

밸브제작사에서 대부분 적용하고 있는 배관내부 유속을 2~3 m/s으로 하였으며 이 경우의 Reynolds 수의 범위는 $5.98 \times 10^5 \sim 8.98 \times 10^5$ 이므로 난류영역이다. 난류모델로서는 밸브시트 후방으로 발달하는 2차 유동에 대한 비교적 정확한 예측이 가능하다고 알려진 k- ω SST 모델을 사용하였다[11].

캐비테이션 해석을 위해서 Rayleigh plesset model을 사용하였다. 모든 지배방정식의 잔차(residual)가 10^{-4} 이하가 될 때까지 반복계산을 수행하였다.

2.3 지배방정식

1) 연속방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i) = 0 \quad (2)$$

2) 운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i u_j}) \quad (3)$$

3) k- ω SST 모델[10]

k- ω SST 모델은 경계층 내부에서는 k- ω 모델이 정확하고, 자유류에서는 k- ϵ 모델이 정확하다는 점에 착안하여, 블렌딩 함수(blending function) F_1 을 이용 두 난류 모델을 조합한 형태이다. k- ω 난류모델에 F_1 을 곱하고, k- ϵ 난류모델에는 $(1-F_1)$ 을 곱하여 k- ω 난류모델 형태로 다시 정리한 형태이다. 즉 난류모델의 계산 시 벽면근처에서는 k- ω 난류모델이 되고, 자유류에서는 k- ϵ 난류모델 계산으로 해를 구한다.

$$\nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\rho U \omega) = & \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right] \\ & + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega \\ & + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 P_k 는 점성에 의한 난류생성항이며, 각 난류 상수들은 블렌딩 함수(F_1)에 의해 아래와 같이 구성된다.

$$\Phi_3 = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \quad (6)$$

여기서, Φ_1 : k- ω 난류모델, Φ_2 : k- ϵ 난류모델이며, 이때 사용된 모델링 상수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \beta' = & 0.09, \quad \alpha_1 = 5/9, \quad \beta_1 = 0.075, \quad \alpha_{k1} = 2, \quad \alpha_{\omega 1} = 2, \\ \alpha_2 = & 0.44, \quad \beta_2 = 0.0828, \quad \alpha_{k2} = 1, \quad \alpha_{\omega 2} = 1/0.856 \end{aligned}$$

4) 캐비테이션 모델 (Cavitation Model Theory)

Volume of Fluid (VOF) Rayleigh Plesset Model을 사용하며 VOF 모델은 다음과 같다.

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\delta}{\rho_f R_B} = \frac{P_V - P}{\rho_f} \quad (7)$$

여기서, R_B 는 버블 반경, P_V 는 포화증기압, ρ_f 는 액체밀도 그리고 δ 는 기체와 액체사이의 표면장력이다.

2.4 경계조건

미소체어체적으로 구성된 해석영역에서 지배방정식을 풀이하기 위해서는 해석영역 내부 혹은 외부를 둘러싸는 경계에 대한 조건이 정해져야 한다. 따라서 해석영역을 둘러싸고 있는 면들 중 배관의 상류와 하류의 끝은 각각 입구와 출구로 지정하고, 배관부분과 밸브의 몸체, 스템, 디스크 그리고 시트 부분은 열전달이 없는 벽면으로 가정하였다. 입구에는 상용적으로 적용되는 유속인 2 m/s와 이 유속과 유동특성을 비교하기 위하여 3 m/s 등 2가지 유속을 적용하였다. 출구에는 대기압을 기준 고정 압력으로 사용하였다. 그리고 벽면부분에는 벽면과 유체의 마찰에 의한 영향을 고려하여 점착조건을 적용하였다. 또한, 밸브의 중심단면에 밸브의 디스크와 관이 서로 대칭이므로 symmetry를 적용하였다. 해석영역 내부를 흐르는 유체는 25°C의 물을 기준으로 하여 적용하였다. Table 1은 해석영역의 각 경계면에 적용된 경계조건을 정리한 것이다.

3. 계산결과 및 고찰

3.1 해석 모델 타당성 검토

본 연구에서 해석방법의 신뢰성을 확보하기 위해 밸브의 크기와 배관 조적을 결정하는 중요한 요소인 유량 계수(Cv)를 이용하여 실제유량계수와 계산값을 비교하였다. Fig. 3에 나타난 그래프는 개도각의 변화에 따라 도출한 밸브유량계수를 제작사인 A사의 실험데이터와 비교한 것이다. A사 밸브는 $\alpha = 0.98$ 의 직경비를 가진다. 여기서 밸브유량계수는 미국 측정

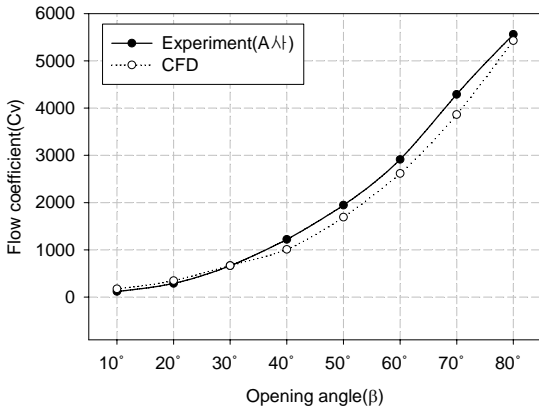


Fig. 3 Comparison of numerical and experimental Cv for open angle(β)

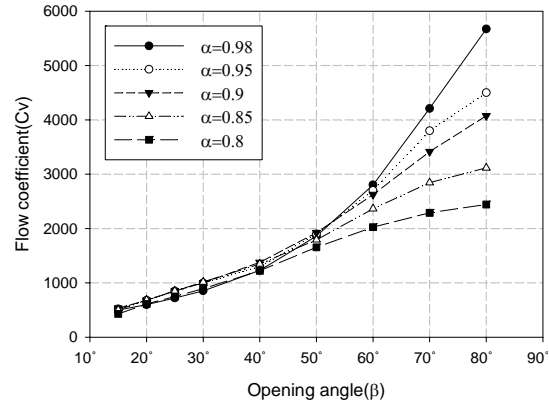


Fig. 4 Variation of Cv as a diameter ratio(α) and opening angle(β)

협회(ANSI/ISA 표준 S75.01)[12]에 의한 정의에 따라 식 (8)와 같은 식으로 표현된다.

$$Cv = 1.17 \frac{Q}{\sqrt{\Delta P/G}} \tag{8}$$

여기서, Q는 유량(m³/hr), G는 비중량, ΔP는 밸브의 상류측으로 디스크 직경의 2배(2D)인 곳과 밸브 하류측으로 디스크 직경의 6배(6D)인 곳에서의 압력차(bar)이다.

Fig. 3에서 수치해석을 통해 계산한 밸브유량계수는 A사의 성능데이터와 거의 유사하게 나타나고 있다. 30° 에서 70° 범위에서는 A사의 값보다 작게 나타나고 있다. 반면 30° 미만에서는 수치해석을 통해 계산한 값이 A사의 값보다 크게 나타난 것으로 개도각 10° 에서 최대 약 45%까지 차이가 발생하였다. 이는 캐비테이션 발생으로 인한 유동 방해로 유량이 감소하는 현상을 수치해석에서 잘 반영하지 못했기 때문으로 파악된다. 상호간에 다소 차이는 있으나 개도각의 변화에 따른 밸브유량계수의 변화추이가 거의 유사하다. 따라서 본 연구에 사용하는 해석방법은 신뢰성 있는 해석 결과를 보여줄 것으로 판단된다.

3.2 직경비(α)에 따른 유량계수(Cv) 변화

Fig. 4는 직경비(α)에 따른 유량계수를 나타낸 것이다. 개도각이 증가할수록 시트와 밸브와의 공간이 넓어지므로 유량계수는 증가함을 볼 수 있다. 또한 동일한 개도각에 대하여 직경비가 커지면 밸브가 열리는 직경이 증가하여 유체가 흐르는 단면적이 증가한다. 이로 인하여 유량계수는 직경비가 커질수록 증가하는 경향을 보이고 있다. 다만 개도각이 작은 영역(β<50°)에서는 그 차이가 크게 나타나지는 않는다. 개도각이 50° 이상에서는 직경비가 클수록 유량계수도 커짐을 확인

할 수 있으며 그 차이도 증가한다.

3.3 압력손실계수 비교

버터플라이 밸브에서의 압력손실은 배관의 설계상 매우 중요한 물리량이다. 압력강하의 정도를 나타내는 물리량은 식 (9)와 같은 압력손실계수(K)로 나타낼 수 있다.

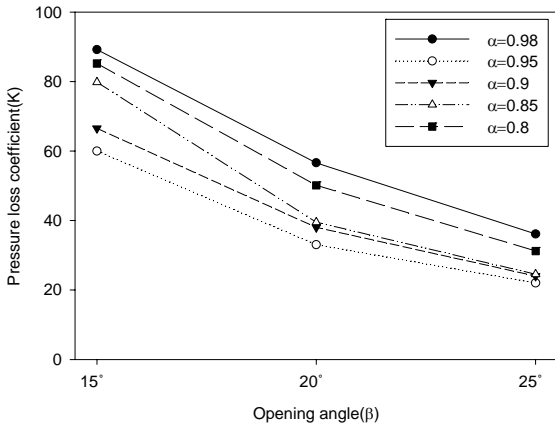
$$K = \frac{\Delta P}{\rho U^2/2} \tag{9}$$

여기서, ΔP는 밸브 상류측으로 디스크 직경의 2배(2D)인 지점과 하류측으로 디스크 직경의 6배(6D)사이의 압력강하, U는 평균유입속도, ρ는 물의 밀도이다.

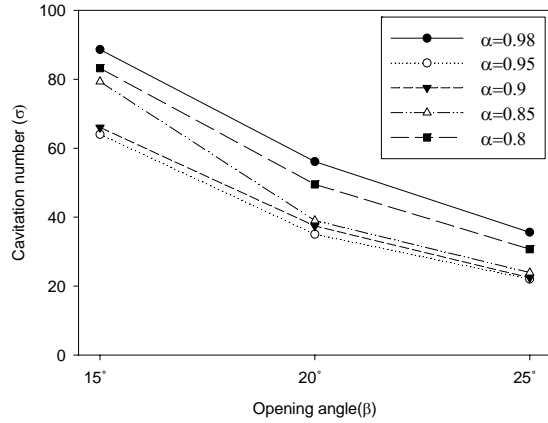
본 연구에서 파이프입구에서 일정한 유속(U)으로 유입되므로 평균속도와 단면유량이 일정하다. 따라서 유량계수의 증가

Table 1 Boundary conditions

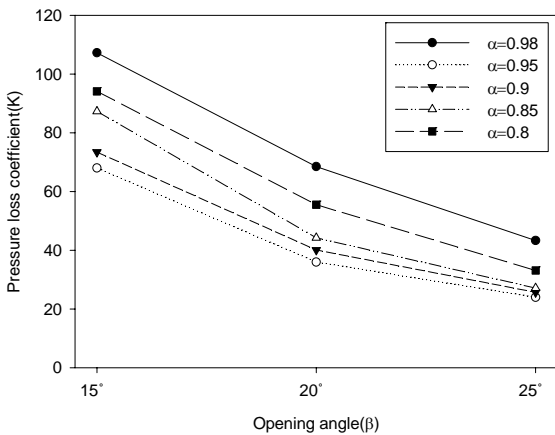
Section	Boundary condition	Value	
Inlet	Velocity Inlet	2 ~ 3 m/s	
Outlet	Pressure Outlet	0Pa	
Walls (Valve body, Disk, Stem, Seat, Pipe)	No-slip		
Fluid	25 °C Water	Density	997 kg/m ³
		Viscosity	8.899×10 ⁻⁴ kg/m·s
		Saturation vapor pressure	3.169 kPa



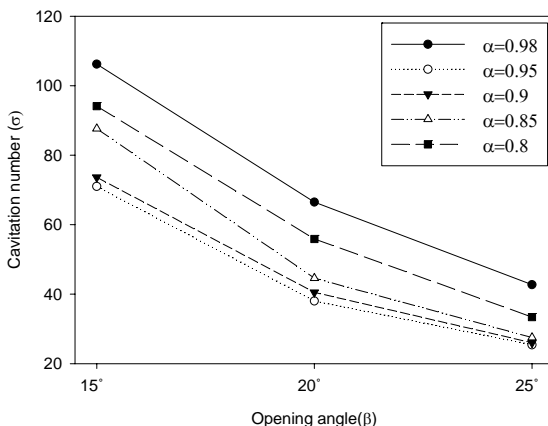
(a)



(a)



(b)



(b)

Fig. 5 Plots of the coefficient of pressure drop as a diameter ratio(α) and opening angle(β): (a) $U=2$ m/sec, (b) $U=3$ m/sec

Fig. 6 Plots of cavitation number as a diameter ratio(α) and opening angle(β): (a) $U=2$ m/sec, (b) $U=3$ m/sec

는 압력강하의 감소를 의미한다. 하지만 밸브 개도각이 작은 경우 직경비에 따른 유량계수의 크기 변화는 미약하므로 본 연구에서는 압력손실계수로 개도각이 작은 경우에 대한 압력강하정도를 규명하려 한다. Fig. 5는 밸브 개도각이 작은 범위에서 유체의 유입속도와 밸브의 직경비의 변화에 따른 압력손실계수의 크기를 비교한 그림이다. 동일한 직경비일 경우 개도각이 증가할수록 밸브와 배관사이의 유로면적이 증가함으로 압력손실계수는 작아짐을 알 수 있다. 직경비의 영향을 파악하기 위하여 $\alpha=0.98, 0.95, 0.9, 0.85, 0.8$ 에 대한 해석을 수행하였다. $\alpha=0.98$ 일 경우는 밸브디스크의 가장자리 부근에서 밸브시트, 파이프와의 간극이 매우 좁아 압력강하계수가 큰 값을 가진다. 직경비가 $\alpha=0.95, 0.9, 0.85, 0.8$ 에서 압력강하계수는 오히려 $K_{\alpha=0.95} < K_{\alpha=0.9} < K_{\alpha=0.85} < K_{\alpha=0.8}$ 인 값의 분포를 한

다. 이는 밸브디스크의 끝단과 밸브시트사이의 유로크기와 밸브축이 Off-Set됨으로 나타나는 상단부와 하단부의 유로크기 차이에 기인되는 유량의 편중에 의하여 나타나는 현상으로 판단된다. 유입속도가 증가하면 압력강하량(ΔP) 증가폭이 운동량($\rho U^2/2$) 증가 정도보다 커져 압력강하계수도 증가함을 볼 수 있다.

3.4 캐비테이션 비교

밸브의 개폐시 작은 각도에서 유동면적의 급격한 감소로 인한 밸브 디스크 가장자리 부근에서 유속이 가장 빠르게 나타게 된다. 이 때 밸브의 전-후의 압력손실이 크게 발생하게 되며 유체의 압력이 액체의 포화 증기압보다 낮아질 수 있다. 이러한 경우 유체에 다수의 기포가 발생하는 캐비테이션

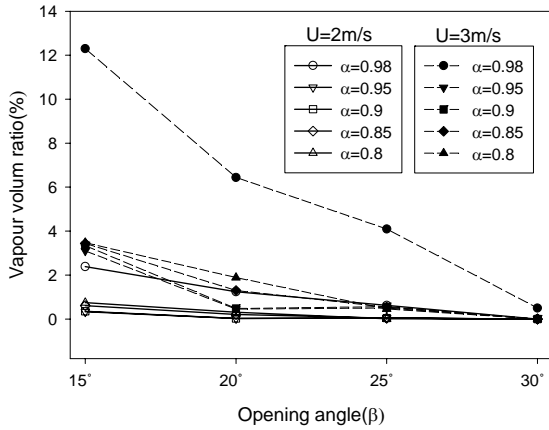


Fig. 7 Plots of vapour volume ratio as a diameter ratio(α) and opening angle(β)

현상이 일어나게 된다. 캐비테이션 현상은 밸브의 소음, 진동의 발생, 침식(erosion)의 문제를 일으키며 결국 밸브의 본체 내면이나 배관에 심각한 손상을 일으키는 원인이 된다. 이러한 캐비테이션의 정도를 나타내는 물리량인 캐비테이션 수(σ)는 식 (10)에 의해 정의된다.

$$\sigma = \frac{P - P_v}{\rho U^2 / 2} \tag{10}$$

여기서, P는 밸브의 상류측으로 디스크 직경의 2배(2D)인 지점에서의 압력, P_v 는 물의 포화증기압, ρ 는 물의 밀도, U는 평균유입속도이다.

Fig. 6(a)에서 보는 바와 같이 캐비테이션수는 동일한 직경비에 대하여 밸브 개도각이 증가하면 감소함을 볼 수 있다. 아울러 압력강하계수와 같이 동일한 밸브 개도각에서 직경비가 $\alpha=0.98$ 때의 캐비테이션수가 가장 크고 $\alpha_{0.95} < \alpha_{0.9} < \alpha_{0.85} < \alpha_{0.8}$ 인 크기의 경향을 보이고 있다. 유입유량이 증가하면 캐비테이션수도 증가함을 볼 수 있다.

유체의 액체 대비 캐비테이션으로 인한 수증기가 차지하는 비율인 수증기체적비(vapour volume ratio)는 식 (11)에 의해서 구해진다. 수증기량이 차지하는 비율이 높을수록 캐비테이션이 잘 발생한다는 것을 보여준다.

$$\text{Vapour volume ratio} = \frac{\sum \text{Vapour volume fraction}}{\sum \text{Water volume fraction}} \times 100 \tag{11}$$

Fig. 7는 밸브 개도각과 유입속도 변화에 따른 수증기가 차지

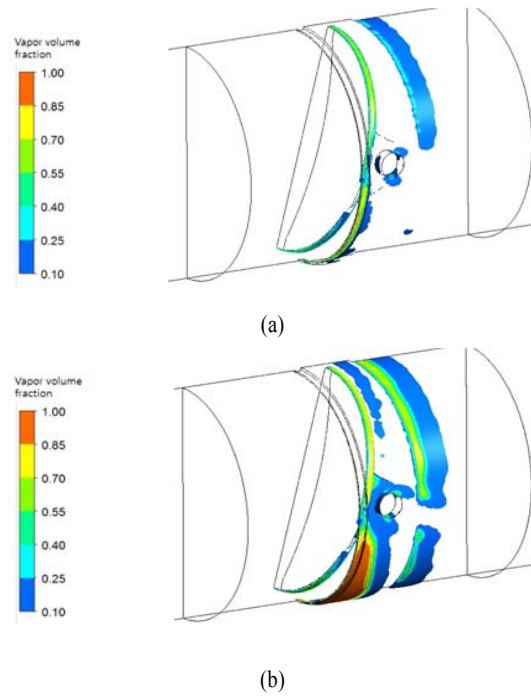


Fig. 8 Distribution of vapour volume fraction:(a) U=2 m/sec, (b) U=3 m/sec

하는 비율을 나타낸 것이다. 유입속도가 2 m/s의 경우 캐비테이션의 발생이 미약하여 수증기 분율이 약 2.4%이하로 발생 빈도가 낮게 나타났다. 직경비 크기에 영향을 받지 않지만 직경비가 아주 큰 $\alpha=0.98$ 에서는 캐비테이션의 발생이 상대적으로 증가함을 볼 수 있다. 유입속도를 3 m/s로 증가시키면 캐비테이션의 발생강도도 증가한다. 특히 직경비가 큰 $\alpha=0.98$ 에서 아주 많이 발생됨을 볼 수 있다. 상용화되고 있는 버터플라이밸브의 직경비가 $\alpha=0.98$ 인 점을 고려하면 이 직경비를 피하여 캐비테이션이 작게 발생하는 $\alpha=0.95$ 근처의 값으로 설계함이 타당하리라 판단된다.

Fig. 8에서는 유입속도에 따른 캐비테이션비 가장 잘 생성되는 직경비 $\alpha=0.98$ 인 경우 캐비테이션 분포를 그린 그림이다. 그림에서 체적분율이 1인 경우 완전한 수증기를 나타내고 0인 경우 완전한 물을 의미한다. 밸브의 하단후미에서 가장 강한 캐비테이션이 발생되고 밸브 후단 배관이 약간 좁아지는 영역에서도 나타남을 볼 수 있다. 그 강도는 유입속도가 커짐에 따라 증가함을 알 수 있다.

4. 결 론

버터플라이 밸브의 시트 직경비에 따른 내부유동특성을 파

악하기 위하여 유입속도, 개도각 변화에 따른 수치해석을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 직경비가 증가함에 따라 유량계수는 증가하며, 동일한 직경비에서 밸브 개도각이 커짐에 따라 유량계수도 증가한다.
2. 직경비가 증가함에 따라 압력강하계수(K)와 배관파이프 사이 간극에 따라 그 값의 크기가 의존적이었으며, $K_{\alpha=0.95} < K_{\alpha=0.9} < K_{\alpha=0.85} < K_{\alpha=0.8} < K_{\alpha=0.98}$ 의 크기 분포를 한다.
3. 본 연구에서 직경비가 큰 경우($\alpha=0.98$)에서 캐비테이션 발생이 현저히 증가 하였으며, 직경비를 줄이면 캐비테이션 발생을 현저히 줄일 수 있으며 $\alpha=0.95$ 에서 가장 낮은 캐비테이션이 발생을 보였다.

후 기

본 연구는 “2009-2010년도 창원대학교 연구비” 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] 2007, 고기창, *Control Valve Handbook*, 홍릉과학출판사.
- [2] 2006, 오승환, 이영훈, 공형걸, 송학관, 강정호, 박영철, “Butterfly Valve 설계를 위한 Valve Type과 유량 계수의 관계에 대한 연구,” *한국해양학회지*, 제30권, 제2호, pp.373-377.
- [3] 1996, Huang, C. and Kim, R.H., "Three-Dimensional Analysis of Partially Open Butterfly Valve Flows," *Journal of fluids engineering*, Vol.118, No.3, pp.562-568.
- [4] 1995, Ogawa, K. and Kimura, T., "Hydrodynamic characteristics of a butterfly valve-Prediction of torque characteristics," *ISA transactions : a publication of instrument Society of America*, Vol.34, No.4, pp.327-333.
- [5] 2004, 윤준용, 이승준, 김은석, “공동 현상 방지를 위한 버터플라이 밸브의 유동장 해석,” *유체기계저널*, 제7권, 1호 pp.9-16.
- [6] 2007, Ogawa, K., "Cavitation Noise Reduction Around a butterfly Valve by Semicircular fins," *ASME Journal of Fluids Engineering*, pp.397-402.
- [7] 2008, 김상완 외3인, “LNG선용 버터플라이밸브의 유동특성에 관한 연구,” *유체기계저널*, 제11권, 제2호, pp.20-28.
- [8] 2008, 김성동, 김범석, 최영도, 이영호, “극저온 버터플라이 밸브의 유속에 따른 캐비테이션 발생 예측,” *한국마린엔지니어링학회지*, 제32권, 제6호, pp.923-930.
- [9] 1995, Kimura, T. and Tanaka, T., "Hydrodynamic characteristics of a butterfly valve-Prediction of pressure loss characteristics," *ISA transactions : a publication of instrument Society of America*, Vol.34, No.4, pp.319-326.
- [10] 2007, ANSYS Inc, *CFX-Solver 11.0*.
- [11] 2007, 김상완, “LNG선용 극저온 버터플라이밸브의 유동 특성에 관한 연구,” *한국해양대학교 대학원 박사학위논문*.
- [12] 1985, ANSI/ISA S75.01, *Flow Equation for Sizing Control Valves*, *Instrument Society of America, Research Triangle Park, North Carolina*.