

소화용 버터플라이 밸브의 유동특성에 관한 연구 A Study on the Flow Characteristics of a Butterfly Valve in Fire Protection

이동명[†] · 김엽래

Dong-Myung Lee[†] · Yeob-Rae Kim

경민대학 소방학과
(2002. 11. 4. 접수/2002. 12. 10. 채택)

요 약

버터플라이 밸브의 압력손실과 캐비테이션에 대한 유동특성 연구를 수행하였다. 밸브의 열림각에 대한 압력손실계수는 Carnot 방정식을 응용하여 수식화하였다. 캐비테이션(캐비테이션의 발달, 슈퍼 캐비테이션, 캐비테이션 손상, 초킹 캐비테이션과 같은)은 밸브의 압력손실계수로부터 예측되었다. 압력손실과 캐비테이션 예측은 밸브의 열림각에 대한 두께 비의 변화에 따라 수행하였다. 예측 데이터는 버터플라이 밸브를 개발하는데 필요한 엔지니어링 데이터로 활용하고자 한다.

ABSTRACT

Investigation of flow characteristics on pressure loss and cavitations of the butterfly valve has been carried out. The pressure loss coefficient on opening angle of valve has been formulated by applying the Carnot's equations. Cavitations (such as cavitation inception, super cavitation inception, cavitation damage inception, choking cavitation) have been predicted from the pressure loss coefficient of valve. The prediction of pressure loss and cavitation has been carried out change of the thickness ratio on opening angle of valve. The prediction data is utilize to necessary engineering data to develop of the butterfly valve.

Keywords : butterfly valve, contraction flow, pressure loss coefficient, cavitation inception

1. 서 론

버터플라이 밸브는 경량화와 단순구조로 인해 산업 파이프라인 시스템의 on-off 또는 순서제어밸브로 널리 사용되고 있고, 최근 소방에서도 건물이나 시설물 화재에 대한 방재시스템의 중요성이 강조되면서 버터플라이 밸브의 사용이 급증하고 있다. 하지만 프로세스에 사용된 제어시스템들이 더 높은 차원에서 더 좋은 정밀도를 요구하고 있듯이 버터플라이 밸브 역시 프로세스 제어시스템의 최종 제어요소로서 더 높은 성능과 더 높은 신뢰도를 갖는 운전성을 요구하고 있다.

밸브의 개도정도와 압력손실 및 캐비테이션은 버터플라이 밸브가 자동제어장치나 순서제어밸브로서 사용

될 때 종종 밸브의 저개도로 인해 높은 유동비에서 발생하고, 이러한 버터플라이 밸브의 유동특성이 밸브의 성능과 프로세스의 운전 건전성을 좌우하게 된다.

밸브의 압력손실과 캐비테이션에 대해 많은 연구가 이루어졌다. Weisbach¹⁾는 평판 밸브에 대해 Carnot 방정식과 실험으로 수축인자를 구하고 압력손실계수를 예측하였다. Tullis 등²⁾과 Ball 등³⁾ 캐비테이션의 발달, 슈퍼 캐비테이션과 임계 슈퍼 캐비테이션으로 캐비테이션의 단계를 정의하고, 캐비테이션 인자사이의 관계를 실험으로 고찰하였다. Baumann⁴⁾은 캐비테이션의 손상발단과 초킹 캐비테이션을 제시하였다.

밸브의 성능과 프로세스의 신뢰도 향상을 위해선 밸브의 유동특성을 예측해야 함은 필수적이라고 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 일반적으로 유량제어밸브는 유동유체가 액체로서 액체의 온도가 충분히 낮고

[†]E-mail: ldong@kyungmin.ac.kr

밸브 내에서 감압에 의하여 상변화 현상인 증기화 (flashing)가 일어나지 않는 난류유동에 대해서만 적용하는 ISA S75.01⁵⁾과 75.02⁶⁾의 규정과 버터플라이 밸브를 지나는 유동유체는 2차원 비압축성 유동으로 간주하였으며, 기존 연구를 바탕으로 압력손실계수와 캐비테이션 인자들을 수식화하였다. 이를 바탕으로 밸브의 열림각에 대한 두께 비에 따라 압력손실과 캐비테이션을 예측하였다. 예측 데이터는 국내 제작사들이 소화용 버터플라이 밸브를 개발하는데 필요한 엔지니어링 데이터나 제품의 성능을 향상시키는데 필요한 데이터로 활용하고자 한다.

2. 유동특성

2.1 유동방정식과 유량계수

밸브를 통해서 유동하는 유체의 유동속도는 밸브 디스크와 시트의 열림에 의해서 형성되는 최소 유동단면부에서 하류방향으로 조금 떨어진 곳에서 유동속도는 최대가 된다. 따라서 Fig. 1과 같이 밸브내의 유동을 오리피스를 통한 유동으로 근사화할 수 있다.⁷⁾

밸브주위의 압력기울기를 나타낸 Fig. 1에서 밸브입구의 단면적을 A_1 , 밸브 뒤쪽의 축류유동이 발생하는 오리피스 부분의 단면적을 A_2 , 각 단면에서의 평균유속을 V_1 과 V_2 , g 를 중력가속도, 밸브 전후의 압력을 P_1 , P_2 , 유체의 비중량을 γ 라 하면, 축류의 면적은 오

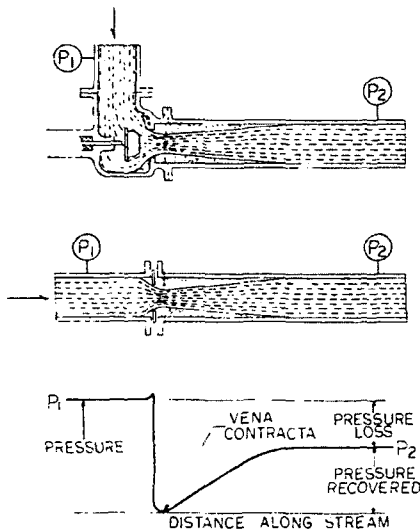


Fig. 1. Control valve installation showing reduced area at vena contracta. The curve describes the pressure gradient around either device.

한국화학 · 소방학회, 제16권 제4호, 2002년

리피스 면적과 유사하므로 밸브의 기본 유동 방정식은 식 (1)과 같다.

$$q = A_2 K \sqrt{\frac{2gP_1 - P_2}{\gamma}}$$

$$K = C / \sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2} \quad (1)$$

식 (1)에서 C 는 보정계수이며, 밸브를 통과하는 유량은 파이프 내부의 저항이나 마찰 등으로 이론 유량보다는 적다. 따라서 보정계수 C 가 추가된 것이며, 보정계수 C 는 유동의 수축뿐만 아니라 마찰에 의한 압력손실을 의미한다. 또 새로운 모델을 개발할 때 축류나 최소 유동면적에서 측정되는 P_2 를 임의의 설정범위에 두고 설계하면 유량을 결정하기 쉽다. 하지만 P_2 를 밸브시트로부터 어느 정도 지점에서 예측할 것인가는 매우 어렵다. 따라서 최소 유동단면부의 정압 P_{VC} 를 측정하는 것도 역시 거의 불가능하다. 식 (1)은 밸브제작사로부터 제공되는 압력회복계수 F_L 를 이용하면 유량 q 는 식 (2)와 같이 다시 나타낼 수 있다.^{5,6)}

$$F_L = \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_{VC}}}$$

$$q = \left(\frac{4.43A_2K}{F_L}\right) \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \quad (2)$$

식 (2)에서 괄호로 묶여진 부분을 C_V 라고 하면, 식 (2)는 식 (3)으로 최종 정리할 수 있고, C_V 를 밸브의 유량계수라고 한다.

$$q = C_V \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}}$$

$$C_V = q / \sqrt{\gamma / \Delta P} \quad (3)$$

2.2 압력손실계수

식 (3)에서 유량계수 C_V 는 밸브의 열림에 대한 평균 유동성을 의미하고, 또 압력손실계수 ζ 은 밸브의 압력손실 ΔP 에 비례하므로 ζ 은 C_V^2 에 반비례 한다. 따라서 본 연구에서는 유동특성으로 유량계수 C_V 대신 압력손실계수 ζ 을 사용하기로 한다.

Fig. 2에서 밸브입구의 평균속도를 V_1 , 평균압력을 P_1 , 밸브 뒤쪽의 압력을 P_2 라고 하면, 밸브의 압력손실계수 ζ 은 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} \quad (4)$$

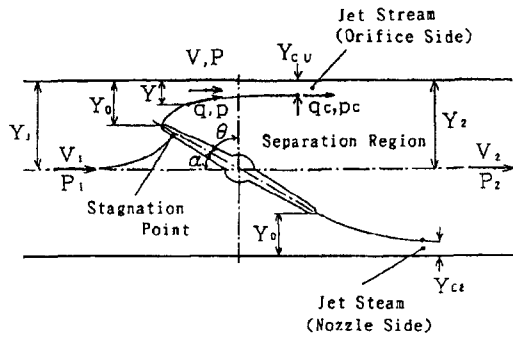


Fig. 2. Notation.

하지만 버터플라이 밸브의 주위유동에서 밸브가 완전히 열렸을 때와 밸브가 중간쯤 열렸을 때와의 성능은 현저하게 차이가 있다. 손실계수는 밸브의 항력에 의존되므로 밸브가 완전히 열리는 근처에 있을 때 주로 밸브의 형상에 영향을 받고, 밸브가 중간쯤 열리는 근처에 있을 때는 더 높게 변한다. 그러므로 버터플라이 밸브가 완전히 열린 각도 90°에 대한 손실계수 ζ_{90} 은 중간각도의 손실계수 ζ_M 보다 더 작다. 따라서 이들 관계는 식 (5)로 나타낼 수 있다.

$$\zeta = \zeta_M + M\zeta_{90} \quad (5)$$

식 (5)에서 M은 밸브가 중간쯤 열린 상태의 손실에 대한 완전히 열린 상태의 손실을 원활하게 결합하기 위한 인자이고, 또한 밸브 열림각 θ 의 함수이다. M은 식 (6)과 같은 함수로 표시할 수 있다.

$$M = \cos\alpha \quad (6)$$

밸브가 중간쯤 열렸을 때의 압력손실계수 ζ_M 은 Carnot 방정식¹¹⁾을 응용함으로써 얻을 수 있다. 2차원 유동으로 가정하면 손실은 식 (7)과 같이 되고, 여기서 $C_c = Y_c/Y_0$ 는 수축계수이다.

$$\zeta_M = \left\{ \frac{1}{(1 - \sin\alpha)C_c} - 1 \right\} \quad (7)$$

수축계수는 2차원 mouthpiece 이론¹¹⁾으로부터 식 (8)과 같이 얻을 수 있다. 식 (8)에서 밸브의 열림각 θ 와 개도각 α 사이의 관계는 전연측(노즐 측)에서 $\alpha = \pi/2 + \theta$ 와 후연측(오리피스 측)에서 $\alpha = \pi/2 - \theta$ 의 관계를 가진다. 양쪽에서 값들이 서로 다르기 때문에 $C_c = (C_{cu} + C_{cd})/2$ 의 평균값을 사용하기로 한다.

$$C_c = \frac{\alpha^2 - \alpha\sqrt{\alpha^2 - \sin\alpha^2}}{\sin\alpha^2} \quad (8)$$

밸브가 완전히 열린 상태에서 손실계수 ζ_{90} 은 식 (9)가 되고, 여기서 C_c 는 밸브의 최대 두께부분으로부터의 수축계수이고, t와 D는 각각 밸브의 최대두께와 직경을 의미한다.

$$\zeta_{90} = \left\{ \frac{1}{(1 - t/D)C_c} - 1 \right\}^2 \quad (9)$$

2.3 캐비테이션

밸브는 오리피스와 마찬가지로 캐비테이션 발달, 슈퍼캐비테이션, 캐비테이션 손상, 초킹 캐비테이션을 예측하는 것이 매우 중요하다. 밸브에선 밸브를 부분적으로 열면 수축부에서 유속은 증가하고, 유체의 증기압은 강하되어 캐비테이션의 발달을 일으킨다. 이 사실로부터 캐비테이션의 발달예측은 밸브설계에서 중요한 인자가 된다. 캐비테이션의 인자는 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma = \frac{P_1 - P_v}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} \quad (10)$$

여기서 P_v 는 증기압을 의미한다. Fig. 2에서 정체점을 통과한 유동은 상부와 하부 제트유동으로 분리되고, 그리고 이때 제트유동은 하류지역에서 재결합한다. 박리지역(사류지역)은 밸브몸체 뒤에서 발생하고, 압력은 거의 일정하다. 제트유동과 사류지역사이를 따라 자유유선은 일정한 국부압력 p와 일정한 국부속도 0를 갖는다. 이때 $p = p_0 = p_c =$ 일정하고, $q = q_0 = q_c =$ 일정하다. 제트유동지역에서는 속도 V와 압력 P에 대한 1차원 평균값을 사용한다. 임의 횡단면 Y와 하류단면 Y_2 사이에 운동량 이론을 응용하면 손실계수는 식 (11)이 된다.

$$\zeta = (1 - Y_2/Y)^2 \quad (11)$$

국부압력이 증기압과 같게 될 때, 캐비테이션이 발생한다. 따라서 캐비테이션의 인자는 식 (12)와 같이 된다.⁹⁾

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{P_1 - p_c}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} = \frac{P_1 - P_v}{\frac{1}{2}\rho V_1^2} \\ &= \left(\frac{V_c}{V_1} \right)^2 - 1 = \left(\frac{Y_1}{Y_c} \right)^2 - 1 \end{aligned} \quad (12)$$

제트유동이 발생하는 횡단면 인자 $C = Y/Y_0$ 를 사용함으로써 캐비테이션 예측함수를 식 (13)과 같이 얻을

수 있다.

$$\sigma = (\sqrt{\zeta} + 1)^2 (C/C_c)^2 - 1 \quad (13)$$

캐비테이션의 발달은 양쪽 경계에서 국부압력이 P_0 일 때 증기압은 P_v 가 된다. 따라서 캐비테이션의 발달은 식 (13)에서 $C=1$ 을 취함으로써 예측할 수 있고, 이로부터 캐비테이션의 발달은 식 (14)와 같이 나타낼 수 있게 된다.

$$\sigma = (\sqrt{\zeta} + 1)^2 / C_c^2 - 1 \quad (14)$$

또 초킹 캐비테이션은 식 (13)에서 $C=C_c$ 로 하면, 초킹 캐비테이션의 발달을 식 (15)와 같이 얻을 수 있다.

$$\sigma = \zeta + 2\sqrt{\zeta} \quad (15)$$

3. 해석 및 결과

버터플라이 밸브에 대한 압력손실계수와 캐비테이션 인자는 밸브 디스크의 두께와 직경 비(t/D)에 대한 밸브의 열림각(θ) 변화에 따라 구하였고, 해석에 사용된 디스크는 Fig. 3과 같이 본 연구에서 개발한 원형허브의 편심형 디스크를 이용하였다.

해석조건으로 밸브의 디스크 직경 102 mm, 평균유속 4 m/s으로 하고, 레이놀즈수는 Yada⁹⁾와 Antoku¹⁰⁾의 수치해석과 Kimura¹¹⁾의 실험으로부터 밸브에서 난류가 발생하는 범위인 4×10^4 이상의 범위를 적용한다. 그리고 실제 버터플라이 밸브의 디스크 두께는 통상 밸브직경에 약 15~30% 정도이고 이보다 커지면 밸브 열림이 작게 된다. 따라서 압력손실계수와 캐비테이션 인자는 디스크의 직경과 두께비율 $t/D \approx 0.1 \sim 0.3$ 범위에서 예측하였다.¹²⁾

실제 밸브 디스크는 3차원 형상으로 이때 유동은 직교류가 일어나기 때문에 반드시 축 방향으로 평행이 되는 것은 아니다. 따라서 날개해석에 이용되는 스트

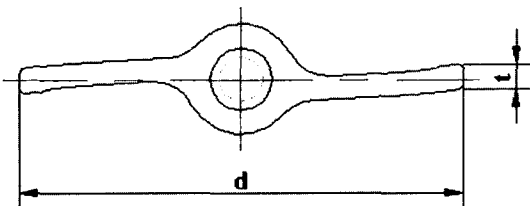


Fig. 3. Shape of disc.

립 근사법(strip approximate method)을 적용하여 Fig. 4에 나타난 것처럼 밸브 디스크를 축 방향의 작은 단면으로 나누고, 해석의 간편화를 위해 각 단면을 2차원화 하였다.

3차원 밸브 디스크에 대한 압력손실계수 ζ 는 식 (16)과 같이 2차원에서 계산된 값에 형상계수를 적용하여 통합함으로써 구할 수 있다.

$$\zeta = \frac{\sum_{j=1}^n (\zeta_j \sin^3 \alpha_j t_j)}{\sum_{j=1}^n t_j} \quad (16)$$

식 (16)은 Hermit¹³⁾ 다항식을 이용하여 프로그램을

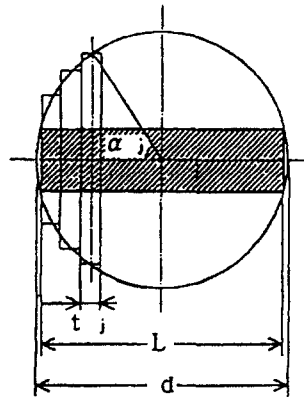


Fig. 4. Strip method.

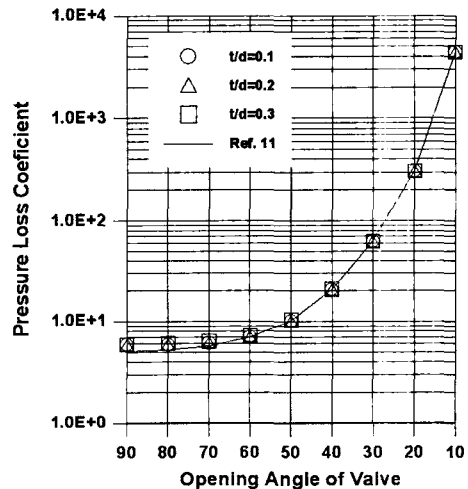


Fig. 5. Pressure loss coefficient for opening angle of valve.

작성하고 수치해석하였다. 밸브의 열림각에 대한 압력손실계수의 수치해석결과는 Fig. 5와 같다. Fig. 5는 Kimura¹¹⁾가 실험으로 구한 값과 비교하여 나타냈다.

Fig. 5에서 밸브 디스크의 두께와 직경 비에 따라 압력손실은 큰 차이를 보이고 있지는 않은 것으로 나타났다. 하지만 압력손실은 밸브의 항력에 의존되므로 밸브가 완전히 열리는 $\theta = 90^\circ \sim 70^\circ$ 범위에 있을 때 밸브의 두께에 영향을 받는다. 밸브 디스크의 두께가 점차 커지면, 밸브몸체와 관로벽 사이의 유동면적은 점점 작게 되어 추가적인 손실이 일어나게 된다. 또 밸브의 열림각도가 $\theta = 70^\circ$ 보다 작은 중간쯤 열릴 때 손실계수는 더 높게 변하는데 이는 유동면적이 더 작게 되는 것은 물론 축류가 추가로 나타나기 때문이며, 그 다음 유동은 돌연적으로 밸브의 하류방향에서 축류로부터 확장되기 때문에 더 높은 손실이 발생한다. 밸브의 열림각이 작을 때 Kimura의 결과보다 압력손실계수가 크게 나타난 것은 Kimura의 실험에서는 밸브의 형상계수가 적용되지 않았기 때문인 것으로 판단된다. 또한 Kimura의 결과와 본 연구의 결과를 비교해 볼 때 압력손실계수는 밸브의 두께 비(t/d)에 따라 약 3% 정도의 오차로 본 연구의 결과는 상당히 만족스럽다고 볼 수 있다.

Fig. 6~8은 밸브두께와 직경비의 변화에 따른 밸브 열림각에 대한 캐비테이션 인자들을 계산한 결과이며, 이들 그림에서 슈퍼 캐비테이션과 캐비테이션 손상발단의 계산은 Baumann⁴⁾이 실험으로부터 얻어진 $C =$

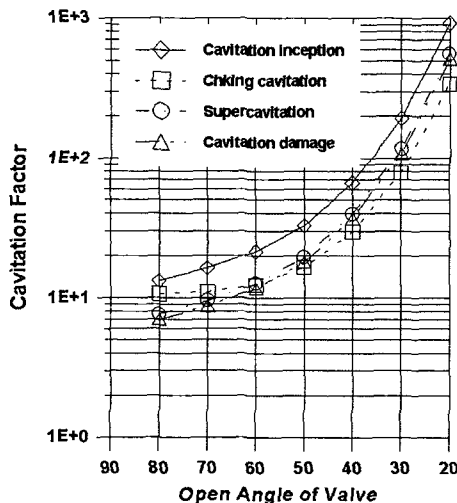


Fig. 6. Cavitation factor for opening angle of Valve(at $t/d = 0.1$).

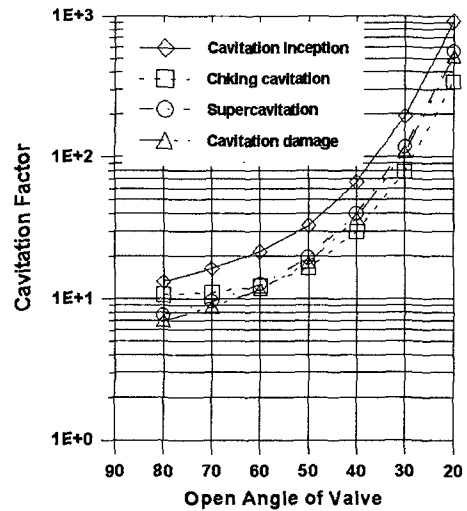


Fig. 7. Cavitation factor for opening angle of valve(at $t/d = 0.2$).

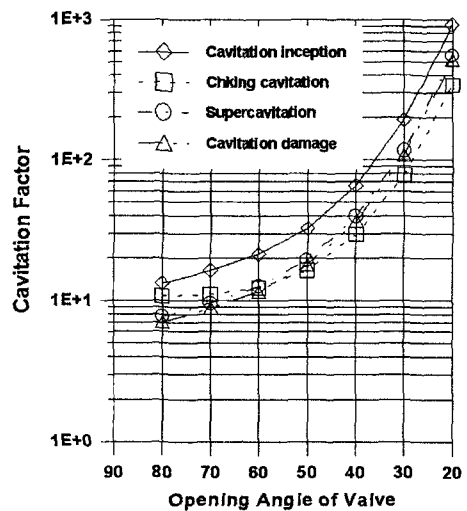


Fig. 8. Cavitation factor for opening angle of valve(at $t/d = 0.3$).

0.78과 $C = 0.75$ 를 사용하여 식 (13)으로부터 구하였다. 압력손실계수 ζ 는 Fig. 5에서 얻어진 값을 이용하였다.

Fig. 6~8의 그림으로부터 두께와 직경비의 증가에 따라 캐비테이션의 인자들도 증가함을 나타내고 있다. 이는 밸브의 두께가 커지면 유동비는 감소하고 압력손실이 커지기 때문이다. 결국 밸브를 더 열어도 유량은 증가하지 않고 수축부에서 하류의 증기압의 구역을 확장하는 역할만 하게 됨을 의미한다.

4. 결 론

소화용 버터플라이 밸브의 성능과 프로세스의 운전 건전성 향상을 위해 ISA S75.01과 75.02의 규정과 2차원 비압축성 유동으로 간주하고 압력손실과 캐비테이션을 밸브 열림각에 대한 두께 비에 따라 그 변화를 예측하였다.

예측결과 디스크의 직경과 두께 비가 t/D 는 0.1~0.3 범위에서 압력손실은 큰 차이를 보이지 않았지만, 캐비테이션의 인자들은 증가함을 나타냈다. 이는 밸브의 열림각에 대한 압력손실은 밸브형상이나 두께 비에는 크게 의존하지 않았고, 밸브의 두께가 커지면 유동비가 감소하여 압력손실이 커지게 되어 캐비테이션의 인자들이 증가하는 것으로 나타났다. 따라서 밸브설계에 앞서 디스크의 직경과 두께 비에 따른 캐비테이션 인자들을 예측한 후 디스크의 형상을 고려하는 것이 바람직할 것으로 본다. 아울러 본 연구의 결과를 소화용 버터플라이 밸브뿐만 아니라 밸브개발의 기초 엔지니어링 데이터로 활용한다면 좋은 결과를 얻을 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

1. J. Weisbach, Mechanics of Engineering, Theoretical Mechanics with an Introduction to the Calculus Van Nostrand Reinhold, New York, pp.902-907 (1896).
2. J.P. Tullis *et al.*, "Review of cavitation research on valves", ASCE J. of Hydraulics Division HY-9, pp.1-16(1968).
3. J.W. Ball *et al.*, "Cavitation in butterfly valve", ASCE J of Hydraulics Division HY_9, pp.1303-1318(1973).
4. H.D. Baumann, "A practical guide for the cavitation prevention of throttling butterfly valve", ISA paper 1984-10-C, 1-84-R777(1984).
5. Instrument Society America, "ANSI/ISA S75.01, Flow Equation for Sizing Control Valves", Instrument Society America, Research Training Park, North Carolina(1985).
6. Instrument Society America, "ANSI/ISA S75.02, Flow Equation for Sizing Control Valves", Instrument Society America, Research Training Park, North Carolina(1981).
7. J.W. Hutchison, ISA Handbook of Control Valves, Instrument Society of America, 2n Edition, pp.123-130(1976).
8. R. Oshima, "A Simple Rule of Cavitation Inception in Large Butterfly Valve", 日本機械學會論文集(B編), 54卷 504號, pp.1885-1890(昭63).
9. A. Yada, T. Sakurai and H. Takeda, "The steady two-dimensional flow of viscous incompressible fluid past an elliptic valve of zero angle of attack placed in a rectilinear channel - As a model of a flow past a fully open butterfly valve, KUGD 84-1, March(1984).
10. M. Antoku and T. Sakurai, "Numerical solution of two-dimensional channel flow of viscous incompressible fluid past an elliptic cylinder, KUGD 86-4, April(1986).
11. T. Kimura *et al.*, "Hydrodynamic characteristics of a butterfly valve- Prediction of pressure loss characteristics, ISA Transaction 34, pp.319-326 (1995).
12. 이동명, 박승욱, "소화용 버터플라이 밸브 디스크의 토크 특성에 관한 연구, 한국화재·소방학회, 제16권, 제2호, pp.33-37(2002).
13. 이현열, 박정희, C로 쓴 수치해석, 대영사, pp.51-54 (1997).