극한지 자원이송망 볼밸브 수치모델 및 성능평가장치 개발

이상문 · 장춘만[†]

한국건설기술연구원

Development of Numerical Model and Experimental Apparatus for Analyzing the Performance of a Ball Valve used for Gas Pipeline in Permafrost Area

SANG MOON LEE, CHOON MAN JANG[†]

Environmental Engineering Research Div., Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology,
(Daehwa-Dong) 283, Goyangdae-Ro, Ilsanseo-Gu, Goyang-Si, Gyeonggi, 411-712, Korea.

Abstract >> Hydraulic performance of the 1 inch ball valve have been analyzed based on the three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis and an experiment. The experimental test rig of the 1 inch ball valve has been developed to investigate pressure drop for the 1 inch ball valve. The numerical model, which has reliability and effectiveness, has been constructed through the grid dependency test and validation with the results of the experiment. Shear stress transport turbulence model has been used to enhance an accuracy of the turbulence prediction in the pipeline and ball valve, respectively. Effects of the ball valve angle on the flow characteristics and friction performance have been evaluated.

Key words : Ball valve(볼밸브), Three-dimensional numerical model(삼차원 수치모델), Three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis(삼차원 레이놀즈 평균 나비에 스톡스 해석), Shear stress transport turbulence model(전단응력수송 난류모델), Grid dependency test(격자의존성 시험), Validation(신뢰도평가)

Nomenclature

a_1 : model constant of SST model
 C : model constant of k- ϵ model
 c_p : pressure coefficient
 ϵ : dissipation rate
 $F_{l\&2}$: blending functions
 k : turbulent kinetic energy

ν_t : eddy viscosity
 P : pressure, Pa
 ρ : density, kg/m³
 τ_{ij} : stress tensor, Pa
 u_i : velocity vector, m/s
 V : velocity, m/s
 ω : turbulent frequency

1. 서 론

[†]Corresponding author : jangcm@kict.re.kr

[접수일 : 2014.09.12 수정일 : 2014.10.08 게재확정일 : 2014.10.31]

Copyright © 2014 KHNES

볼밸브는 몸통 안에 볼(ball)이 들어있어 유체를 차단하거나 유체의 방향을 전환하는 기능을 갖는 밸

브이다. 현재의 볼밸브는 1920년 미국에서 수로용 40인치로 개발된 이후, 듀폰사의 TEFLON(PTFE)이 시트(seat)재료로 개발됨으로써¹⁾ 내화학성, 내식성, 윤활성 및 온도특성이 향상되어 동토지역 등에서 다양하게 적용되고 있다.

Ozdamar 등²⁾은 소형 볼밸브를 대상으로 공기압력 시험장치를 이용하여 볼밸브의 압력저하를 실험적으로 고찰하였다. 또한 볼밸브 실험과 함께 CFD코드를 이용한 수치평가도 병행하여 실시하였다. 볼밸브에 의한 압력차가 밸브의 폐쇄 각에 따라 지수적으로 변화함을 밝혔으며, 수치해석의 타당성을 실험값과 비교하였다. Chern 등³⁾은 유동가시화 실험을 통해 소형 볼밸브 내부를 지나는 물의 공동현상(cavitation)의 발생 및 압력강하 등의 수력특성을 분석하였다. 볼밸브의 폐쇄 각이 커짐에 따라 밸브 후류에서 발생하는 유동박리에 의한 재 부착점의 위치가 하류 쪽으로 이동하며 압력계수 역시 지수적으로 증가함을 밝혔다. Chern과 Wang⁴⁾은 관내를 흐르는 물의 유량을 선형적 조절을 목적으로 볼밸브 후단에 설치한 V형 포트의 관내 유동 영향분석을 위해 수치해석 및 유동가시화 실험을 수행하였다. V형 포트를 설치하지 않은 경우 볼밸브의 각도 변화에 따른 유량변화가 지수적으로 증가하는데 반해, 30 및 60도 V형 포트를 설치할 경우 각도 변화에 따라 유량변화가 선형적으로 나타남을 밝혔다. Tabrizi 등⁵⁾은 삼차원 수치해석 모델을 바탕으로 볼밸브 내부를 흐르는 물의 유동특성을 분석하였다. 볼밸브의 폐쇄 각이 커짐에 따라 관내 와류강도가 커짐을 확인하였으며 이로 인해 관내 압력강하가 지수적으로 증가함을 밝혔다.

본 연구에서는 극한지 자원 이송 망용 42인치 볼밸브의 내부 유동 장을 평가하기 위한 선행연구로서 유동 유사성(similarity)을 가진 축소모델인 1인치 볼밸브의 수치모델 및 성능평가 장치를 개발하였다. 수치모델 구축을 위해 삼차원 레이놀즈 평균 나비에 스톱스 방정식(RANS; Reynolds-averaged Navier-Stokes

Fig. 1 Schematic diagram of experimental test rig

analysis)을 기반으로 한 모델을 사용하였다. 볼밸브 성능평가장치 구축과 수치모델 적용으로 볼밸브 각도에 따른 볼밸브 전후의 유동특성을 분석하였다.

2. 볼 밸브 성능실험

2.1 1인치 볼밸브 성능평가 장치

볼밸브 성능평가는 기본적으로 밸브폐쇄에 의한 누설량 측정이 중요하며, 이를 위하여 밸브의 작동에 따른 공기압력차(압력손실)의 평가가 중요하다. 밸브의 개폐과정에서 발생하는 비정상적(unsteady)인 압력변동(pressure fluctuation)은 밸브의 진동을 가져오며, 소음발생의 주요원인이 된다. Fig. 1의 볼밸브 시험장치 구성도에서 알 수 있듯이, 밸브 성능평가장치에는 압축공기 저장조의 압축공기를 공압 레귤레이터(air regulator)를 이용하여 일정압력으로 배관 내부로 공급한다. 공급 공기압은 압력게이지에서 확인하며, 시험용 밸브 전후에 4개의 압력트랜스듀서(압력 측정계)를 설치하여 압력 변동 값을 측정한다. 배관 하류 측에는 유량을 조절하기 위한 유량조절밸브(니들밸브) 및 유량계를 각각 설치하였다.

2.2 성능실험

2.2.1 실험방법

1인치 볼밸브의 폐쇄각도 및 유량에 따른 관내 압

Table 1 Experimental conditions

conditions	values
Inlet; total pressure [bar]	4
Outlet; mass flow rate [kg/s]	0.02, 0.038, 0.058
Ball valve angle [deg]	0, 22.5, 45, 67.5

력 측정 실험을 실시하였다. 각각의 계측기를 자동계측시스템에 연결하고 접지하여 외부 전기신호로 인한 계측의 오류를 최소화 하였다. 성능평가장치의 입출구를 개방하여 관의 내부의 압력이 대기압이 되도록 한 후 계측시스템의 scale setting을 통해 각각의 압력 측정값이 대기압이 되도록 설정하고, 유량계의 영점을 조절하였다. 다음으로 니들밸브를 닫고 입구부를 압력탱크에 연결하고 공압 레귤레이터를 조절하여 관내 압력이 4 bar가 되도록 설정한 후 각각의 압력 측정값이 4 bar가 되는지 확인하였다.

실험 조건을 Table 1에 나타내었다. 관내 압력분포가 정상상태가 되면 자동계측시스템을 통해 각각의 계측 값을 저장하도록 설정하였다. 자동계측시스템의 timescale은 0.5초로 설정하였다.

2.2.2 실험결과

Fig. 2에 질량유량 0.058kg/s에서 각각의 폐쇄각에 따른 관내 압력분포를 나타낸다. 볼밸브는 측정지점 1과 2 사이에 위치한다. 그림에 따르면 67.5도의 경우 볼밸브 전후의 압력강하 값이 폐쇄각 0, 22.5 및 45도의 경우 볼밸브 전후의 압력강하 값에 비해 매우 큰 것을 확인할 수 있다. 이는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 다른 두 경우에 비해 폐쇄각 67.5도의 경우 볼밸브 전후에 존재하는 급축소 및 급확대 영역의 유동 단면적 차이 및 볼밸브로 인한 유동벡터의 방향변화가 매우 크기 때문에 발생한 것으로 보인다. 또한, 폐쇄각 22.5도의 경우 폐쇄각 0도와 비교하여 그 차이가 크지 않음을 보여, 볼밸브에 의해 발생한 압력강하가 매우 작음을 확인할 수 있다. 한편, 볼밸브 전후를 제외한 나머지 관내 영역에서의 압력변화

Fig. 2 Pressure distribution at the measurement points **Fig. 3** Cross sectional view of the ball valve in yz plane

는 일반적인 관내 유동과 유사한 거동을 보임을 알 수 있다.

Fig. 4에 질량유량에 따른 관내 압력분포를 폐쇄각 별로 각각 구분하여 나타낸다. 폐쇄각 0, 22.5, 45 및 67.5도 모두 질량유량이 증가할수록 볼밸브 전후의 압력강하가 증가함을 확인할 수 있다.

Fig. 5에 밸브 폐쇄각에 따른 압력계수(pressure coefficient; C_p)값을 비교하여 나타낸다. C_p 값은 식 (1)과 같이 계산하였다.

$$C_p = \frac{P_u - P_d}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (1)$$

여기서, P_u 및 P_d 는 각각 밸브 상류($z=0.05\text{m}$) 및 하류($z=-0.05\text{m}$) 측 압력을 나타내며 ρ , V 는 각각 공기밀도 및 유속을 나타낸다.

Fig. 4 Effects of mass flow rate on the pressure

Fig. 5 Distribution of pressure coefficient

3. 수치모델 구축 및 평가

3.1 1인치 볼밸브 수치해석 모델 구축

Fig. 1의 1인치 볼밸브 성능평가장치를 기반으로 ANSYS-Design modeler 15.0⁶⁾을 사용하여 수치해석 영역을 설정하였다. Fig. 6은 본 연구를 위해 설정한 계산영역의 예(밸브 폐쇄각 45°)를 보여준다. 성능평가 장치와 마찬가지로 볼밸브를 전후로 각각 1.2m 및 2.5m의 관로를 구성하였다.

본 연구에 사용된 정상상태 압축성 난류 유동에 대한 지배 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ji} - \rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) \quad (3)$$

여기서 ρ 는 작동유체의 밀도, $\bar{u}_i$ 와 $\bar{p}$ 는 앙상블 평균(ensemble mean) 유속 및 압력을 나타내며, τ_{ij} 는 응력텐서를 나타낸다. 식 (2)의 레이놀즈 응력항 ($-\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j$)은 다음과 같이 표현된다.

$$-\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \nu_t \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \quad (4)$$

Fig. 6 Computational domain of the ball valve test rig

Fig. 7 Grid system of the ball valve test rig

여기서 ν_t 및 k 는 각각 난류 점성항과 난류 운동 에너지를 나타낸다. 본 연구에서 사용한 난류모델인 SST 모델과 k- ϵ 모델에서 난류 점성항은 각각 식 (5) 및 (6)과 같이 정의된다.

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \Omega F_2)}, \quad \omega = \frac{\epsilon}{k} \quad (5)$$

$$\nu_t = C \frac{k^2}{\epsilon} \quad (6)$$

여기서 ϵ 및 ω 는 각각 소산율(dissipation rate)과 난류 주기(turbulent frequency)를 나타내며, Ω 는 와도(vorticity)의 절대값을 나타낸다. F_2 는 SST 모델의 블렌딩 함수(blending functions)를 나타내며, a_1 및 C 는 모델 상수로 사용되었다.

Fig. 7은 본 연구에 사용된 격자계의 예를 보여준

Fig. 8 Detailed computational grid system

Fig. 9 Boundary conditions

다. 격자계는 크게 입구 및 출구부 관로 영역, 볼밸브 세 가지 영역으로 구성된다. 입구 및 출구부 관로 영역은 정렬 육면체 격자를 사용하여 격자계를 구성하였다. 볼밸브 영역은 형상의 복잡성으로 인해 대부분의 영역에서 비정렬 사면체 격자를 사용하였으며 벽 근처에는 경계층 영역의 해석의 정확도를 높이기 위해 비정렬 오면체 격자(프리즘)를 경계층 격자로 사용하여 하이브리드 격자로 격자계를 구성하였다. 각각의 영역 사이의 경계면에는 격자의 크기를 맞추어 격자의 크기 차이로 인해 발생할 수 있는 수치 오류를 최소화 하였다. Fig. 8은 입구 및 출구부 관로와 볼밸브 영역의 벽 근처에 적용한 경계층 격자를 나타낸다. 대부분의 경계층에 대해 y^+ 가 100이하가 되도록 하여 ANSYS-CFX-Solver 15.0⁶⁾의 옵션인 automatic wall treatment가 용이하게 적용될 수 있도록 하였다. Automatic wall treatment는 y^+ 가 2이하인 영역에서는 저 레이놀즈 수 난류모델(low-Raynolds number model)을 적용하여 경계층 내부의 유동을 계산하게

되고 y^+ 가 그 이상인 경우 벽법칙(wall function)을 적용하여 경계층내부를 계산하게 된다.⁶⁾

본 연구에서 사용된 경계조건을 Fig. 9에 나타낸다. 볼밸브 성능평가장치의 작동유체는 이상기체로 설정하였고, 입구 및 출구에 각각 전압조건(total pressure) 및 속도조건을 부여하였다. 기준압력은 수치해석 시 도출되는 압력의 값과 성능실험의 계기 눈금 값과 동일하도록 대기압 조건 (1atm)을 부여하였다. 입구 및 출구부 관로와 볼밸브 영역의 접합부에는 General Grid Connection(GGI)⁶⁾ 기법을 사용하여 서로 다른 영역의 접합부에서 질량유량, 모멘텀(momentum) 및 에너지 값의 전달이 용이하도록 설정하였다. 모든 벽면에서는 점착조건(no-slip condition)을 만족하도록 설정하였으며 성능평가장치에 사용한 관의 규격 (STS 304 S10S)의 표면조도(RA 25이하) 기준에 따라 수치모델의 벽면에 표면조도 값을 부여하였다.⁷⁾

모든 해석에 있어 high resolution scheme이 지배 방정식의 계산에 사용되었으며, 난류강도는 5%, 길이 스케일(length scale)은 내정 값(default value)을 사용하였다. Residual reduction factor는 10^{-5} 내외로 설정하였을 때 만족스러운 결과 값을 얻을 수 있었다. 만족스러운 수렴결과를 얻기 위해 Intel(R) Core™ i7 2.7GHz를 사용하는 컴퓨터에서 약 27시간의 계산시간이 소요되었다.

3.2 난류모델 선정

볼밸브 성능평가장치 내부의 난류유동구조를 효과적으로 계산할 수 있는 난류모델을 선정하기 위해 난류모델에 의한 난류유동구조 해석 결과를 비교하였다. 대표적인 난류 모델인 SST 모델⁸⁾과 k- ϵ 모델⁹⁾을 비교 대상으로 하여 수치해석을 수행하였다. 유동장 내의 난류를 극대화하기 위해 폐쇄 각 67.5°의 경우를 대상으로 하였다.

Fig. 10에 두 가지 난류모델에 대한 볼 밸브 전후

Fig. 10 Comparisons between SST and k- ϵ turbulence models

관내 수치해석 결과를 비교하여 나타낸다. SST 모델, k- ϵ 모델의 수치해석 결과는 압력의 경우 볼밸브 내의 압력 분포에서만 0.5 내지 0.8kPa 가량의 비교적 작은 차이를 보임을 알 수 있다. 반면, 관의 중심축상의 속도분포의 경우 볼밸브 후류에 대한 속도분포는 두 모델 모두 유사하게 예측하는 것을 확인할 수 있으나 볼밸브 상류 및 볼밸브 내의 속도분포의 경우 두 모델이 비교적 큰 차이를 보임을 확인할 수 있다. 이는 유동장 단면의 급축소 및 급확대 구간을 가진 유동장에서 발생하는 난류구조의 예측에 있어서 k- ϵ 모델이 가지는 한계로 인해 밸브 상류에 위치하는 급축소 구간의 상류와 밸브 하류에 위치하는 급확대 구간의 상류에 대한 유동 예측 값이 SST 모델과 비교하여 차이를 보인 것이다. 일반적으로 SST 모델은 역 압력구배로 인한 유동박리의 예측에 효과적이기 때문에 벽 근처 및 급축소, 급확대 구간의 난류유동해석의 정확성이 타 모델에 비해 높다고 알려져 있다.¹⁰⁾ SST 모델은 블렌딩 함수(blending function)를 사용하여 k- ω 모델¹¹⁾은 벽 근처에서, k- ϵ 모델은 벽에서 떨어진 부분에서 적용되도록 하여 k- ϵ 모델과 k- ω 모델의 장점을 취하도록 한 강점을 바탕으로 유동장 전체 영역에 대한 난류 예측에 있어서 타 모델에 비해 높은 정확성을 지닌다.

Fig. 11 Result of grid dependency test

따라서 본 연구에서는 볼밸브 전후에 존재하는 급속소 및 급확대 구간을 고려하여 유동장 내부의 난류유동을 효과적으로 예측하기 위해 SST 모델을 난류모델로 선정하여 수치해석을 수행하였다.

3.3 격자의존성 시험

모든 유동영역의 해석에 있어 격자의존성 시험(grid dependency test)은 필수적이다. 밸브 개폐 각이 45°인 경우에 대하여 볼밸브 성능실험 장치의 계산 영역과 격자계, 경계조건을 기반으로 격자 의존성 시험을 수행하여 격자 의존성을 제거하였다. 같은 경계 조건에서의 비교를 위해 입구 전압은 모두 4 bar로 설정하였고 출구 속도를 6m/s로 설정하였다.

격자의존성 시험 결과를 Fig. 11에 나타낸다. 볼밸브 성능평가 장치의 관 중심축 상에서 계산된 압력을 비교하였다. 세 가지 격자수에 대해 볼밸브 전후 관내의 압력분포를 비교한 결과 볼밸브 전후를 지나 발생한 전체적인 압력강하 값의 예측은 큰 차이를 보이지 않는 것을 확인 할 수 있다. 그러나 볼밸브 후류에서 발생하는 복잡한 난류구조의 계산에 있어서 격자수 1,700,000 nodes의 경우 압력의 변화 값을 제대로 예측하지 못함을 확인할 수 있다. 반면, 격자수

Fig. 12 Result of validation

1,900,000 nodes의 경우 격자수 2,400,000 nodes와 비교하여 볼밸브 내에서의 압력분포에서 최대 0.5kPa의 갯지만 전반적인 결과는 유사함을 알 수 있다. 즉, 격자의존성 시험 결과 약 1,900,000 nodes의 격자수부터 격자의존성이 사라짐을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 격자수 1,900,000 nodes를 기준으로 격자계를 구성하여 관내 수치해석을 수행하였다.

3.4 수치모델의 신뢰도 검증

수치해석 결과의 검증을 위하여 기 구축한 수치모델에 실험조건과 동일한 경계조건을 부여하고 계산을 수행하였다. Fig. 12에 수치해석 결과의 신뢰도 검증결과를 나타낸다. 그래프 상의 선들은 RANS 기반 수치해석 결과 도출된 압력 값들을 나타내며, 네모 점들은 실험결과 측정된 압력 값들을 나타낸다. 네모 점들의 상하에 실험당시 발생했던 계측기의 계측 오차($\pm 3\text{kPa}$)를 반영하여 그래프에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 수치해석을 통해 계산된 볼밸브 전후 압력 분포가 실험값과 비교하여 오차범위 내에 존재하고 있음을 알 수 있다. 이 결과를 통해 기 구축한 수치모델이 충분한 신뢰도를 가지고 있음을 확인할 수 있다.

4. 결 과

Fig. 13에 질량유량이 0.058kg/s일 대 볼밸브 전후의 압력분포를 나타낸다. 관내 압력 강하는 주로 주유동 단면적의 급축소 및 급확대 영역, 즉 볼밸브 전후영역에서 크게 발생함을 확인할 수 있다. 폐쇄각 22.5도의 경우 볼밸브 내부에서도 어느 정도 압력강하가 발생하나, 폐쇄각이 커질수록 볼밸브 내부보다는 볼밸브 전후에서 주로 압력강하가 발생함을 알 수 있다. 한편 볼밸브 내에 소폭의 압력 상승이 발생하는 영역이 존재하는 데, 이는 볼밸브의 상류를 지난 주 유동이 벽면에 부딪히면서 국부적인 압력 상승에 영향을 주었음을 알 수 있다.

Fig. 14에 볼밸브 전후의 무차원 속도(V_{non})분포 및 유선 분포를 나타낸다. V_{non} 는 다음과 같이 표현된다.

$$V_{non} = \frac{V}{V_{outlet}} \quad (7)$$

여기서 V_{outlet} 은 수치해석 영역의 출구에서의 공기 속도를 나타낸다. 전체적으로 유동 단면적의 급축소 구간인 볼밸브 입구부와 급확대 구간인 볼밸브 출구부의 후류에 유동박리(separation)가 나타나는 것을 확인할 수 있다. 유동박리영역은 폐쇄각이 커짐에 따라 넓어져 주유동의 유동 단면적 축소를 야기하여 압력강하에 영향을 주었음을 알 수 있다. 볼밸브 상류에 분포하는 유선다발들은 볼밸브 입구를 지나 유관(streamtube)를 형성하게 되고 볼밸브 주변에 존재하는 유동박리 영역의 영향에 따라 유관의 단면적

Fig. 13 Pressure contour on the yz plane

Fig. 14 Normalized velocity contour and streamline on the yz plane

Fig. 15 Vorticity contour on the yz plane

Fig. 16 Vorticity distribution on the z-axis

축소로 이어짐을 확인할 수 있다. 한편 주 유동은 볼 밸브 내 상면에서 정체점을 형성하는 것을 알 수 있다. Fig. 13에서 볼 밸브 내 국부적인 압력 상승구간과 정체점 형성 구간이 일치함을 확인할 수 있다.

Fig. 15와 16에 볼 밸브 후류의 와도(vorticity) 분포를 yz단면 등고면(contour)과 z축상의 와도에 대한 그래프로 각각 나타내었다. 유동장에서 발생하는 와류들(vortices)은 국부적인 동압(dynamic pressure)의 상승을 유발하여 압력강하에 영향을 미치게 된다. 볼 밸브를 지나며 발생한 와류들은 후류로 갈수록 사라짐을 확인할 수 있다. Fig. 15를 살펴보면 주유동 영역과 유동바리 영역의 경계면에서 강한 와류의 발생으로 인해 높은 와도가 나타남을 확인할 수 있다. 폐쇄각 67.5도의 경우 다른 두 경우와 달리 매우 강한 와류가 발생하게 되며 다른 두 경우보다 볼 밸브 후류로 더 멀리까지 존재한다.

Fig. 17 Pressure distribution on the z-axis

앞서 서술했듯이 유동장에서 발생하는 와류가 관 내 압력분포에 미치는 영향을 알아보기 위해 Fig. 17에 각각의 폐쇄각에 대한 볼 밸브 전후 압력분포를 나타내었다. 모든 경우에 대해 볼 밸브를 빠져나온 공기의 압력이 떨어진 후 점차 회복되어 다시 소폭 상승함을 확인할 수 있다. Fig. 15 및 16의 와도의 분포 구간과 비교하면 와도가 줄어들에 따라 압력이 회복되는 영역이 일치함을 확인할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 극한지 자원이송망용 축소모델인 1인치 볼 밸브 성능평가장치를 기반으로 구축한 수치 모델을 적용하여 다음과 같은 결과를 도출하였다.

- 1) 수치모델을 바탕으로 삼차원 RANS 해석을 수행하였다. 수치모델은 격자의존성 시험을 통해 격자의존성을 제거하여 계산의 효율성을 확보할 수 있었다.
- 2) 성능평가장치를 이용한 성능실험 결과 폐쇄각이 커짐에 따라 압력강하가 커지며 특히 67.5도의 경우 그 값이 약 37.5kPa로 다른 두 경우(22.5 및 45도에서 각각 약 3 및 4kPa)와 비교하여 매우 큼을 확인하였다.
- 3) 수치모델의 신뢰도 확보를 위해 성능실험 결과와 수치해석 결과를 비교하였다. 수치해석 결과가 오

차범위 내에 존재하여 수치모델의 신뢰성을 확보하였다.

- 4) 볼밸브 폐쇄각 67.5도의 경우 유동단면의 급축소 및 급확대 정도가 커 강한 와류와 넓은 유동박리 영역의 발생으로 다른 두 경우보다 큰 압력강하를 야기하였음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 국토교통부 플랜트연구사업의 연구비 지원(13TFTP-B06700801)에 의해 수행되었습니다.

References

1. W. R. Pierie, W. D. Hancock, S. Koorajian, and A. Starr, "Materials and heart valve prostheses", *Annals of the New York Academy of Sciences*, Vol. 146, Issue 1, 1968, pp. 345-359.
2. A. Ozdamar, K. T. Gursel, Y. Pekbey, and B. Celikag, "An Experimental and Numerical Study on Pressure Drop Coefficient of Ball Valves", *International Energy Journal*, Vol. 8, Issue 4, 2007, pp. 1-7.
3. M. J. Chern, C. C. Wang, and C. H. Ma, "Performance test and flow visualization of ball valve", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 31, 2007, pp. 505-512.
4. M. J. Chern and C. C. Wang, "Control of Volumetric Flow-Rate of Ball Valve Using V-Port", *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 126, 2004, pp. 471-481.
5. A. S. Tabrizi, M. Asadi, G. Xie, G. Lorenzini, and C. Biserni, "Computational Fluid-Dynamics-Based Analysis of a Ball Valve Performance in the Presence of Cavitation", *Journal of Engineering Thermophysics*, Vol. 23, No. 1, 2014, pp. 27-38.
6. ANSYS, ANSYS CFX-15.0 Solver Theory, 2014, Ansys Inc.
7. T. Adams, C. Grant, and H. Watson, "A Simple Algorithm to Relate Measured Surface Roughness to Equivalent Sand-grain Roughness", *International Journal of Mechanical Engineering and Mechatronics*, Vol. 1, Issue 1, 2012, pp. 66-71.
8. F. R. Menter, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", *AIAA Journal*, Vol. 32, 1994, pp. 1598-1605.
9. D. D. Wilcox, *Turbulence Modeling for CFD*, 1993, DCW industries, Inc. La Canada, CA.
10. J. E. Bardina, P. G. Huang, T. Coakley, "Turbulence Modeling Validation", 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, 1997, AIAA Paper 1997-2121.
11. B. E. Launder, and D. B. Spalding, "The Numerical Computation of Turbulent Flows", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 3, 1972, pp. 269-289.