

## 技術論文

DOI:10.5139/JKSAS.2011.39.7.634

## Dynamic Moving Mesh 기법을 이용한 비행조종작동기 제어용 파일럿 밸브 내부 정상/비정상 캐비테이션 유동 해석

손갑식\*, 이세욱\*, 김대현\*\*, 김상범\*\*, 박상준\*\*, 장기원\*\*, 조진수\*\*\*

### Steady/Unsteady Cavitating Flow Analysis of Pilot Valve in Flight Actuator System Using Dynamic Moving Mesh

Kapsik Son\*, Seawook Lee\*, Daehyun Kim\*\*, Sangbeom Kim\*\*, Sangjoon Park\*\*,  
Kiwon Jang\*\* and Jinsoo Cho\*\*\*

#### ABSTRACT

A numerical analysis of steady/unsteady flow applying cavitation model and moving mesh method was carried out in order to analyze flow and response characteristics inside the pilot valve which controls the flight actuator system. The flow of the valve was assessed according to operation temperature and time. This research has found that valve characteristics became stable at above a specific temperature and the cavitation affected valve's performance. Internal pressure and response characteristics of the valve were analyzed and flow characteristics of steady and developed unsteady flow were confirmed to be matched each other.

#### 초 록

비행조종작동기 제어용 파일럿 밸브의 내부 유동 및 응답 특성을 분석하기 위해 캐비테이션 모델과 격자 이동 기법을 사용하여 정상/비정상 유동의 수치 해석을 수행하였다. 작동 온도와 시간에 따른 밸브 내부 유동을 분석한 결과, 일정 온도 이상에서 밸브 특성이 안정되는 현상을 발견하였고 캐비테이션이 밸브 성능에 미치는 영향성을 파악하였다. 밸브 내부 압력과 응답 특성을 분석하였으며 비정상 유동이 발달하여 정상 유동 특성과 일치하는 것을 확인하였다.

**Key Words** : Actuator(작동기), Pilot Valve(파일럿 밸브), Cavitation(공동 현상), Moving Mesh(이동 격자), Flow Characteristics(유동 특성), Response Characteristics(응답 특성)

#### 1. 서 론

항공기의 기동성 및 성능 향상, 무게 절감 등을 위해 사용되는 전자식 비행제어(FBW: Fly By

† 2011년 3월 10일 접수 ~ 2011년 6월 8일 심사완료

\* 정희원, 한양대학교 기계공학과 대학원

\*\* 정희원, (주)한화 항공우주/기계연구소

\*\*\* 정희원, 한양대학교 기계공학부

교신저자, E-mail : jscho@hanyang.ac.kr

서울특별시 성동구 행당동 17

Wire) 시스템의 성능을 좌우하는 대표적인 요소로 조종면을 구동하는 비행조종작동기를 들 수 있다. 비행조종작동기 시스템에서는 작동기 제어를 위해 일반적으로 고출력과 빠른 응답 속도를 겸비한 전자-유압식 제어 밸브가 사용되고 있으며, 작동 유체는 온도에 의해 밀도, 점성, 포화증기압 등 물성치가 크게 달라지기 때문에 온도 변화에 따른 시스템의 성능을 분석하고 작동 한계 온도를 예측하는 과정은 필수적이다. 또한, 액체를 매개로 하는 유압 시스템에서 공동 현상

(cavitation)에 의한 영향을 고려하지 않을 수 없다. 캐비테이션은 유동장 내 압력이 포화증기압 이하로 낮아지게 될 경우, 국부 비등으로 인해 기포의 생성 및 소멸이 반복되는 현상으로 프로펠러, 펌프, 인젝터 등 다양한 유체 기계에서 발생한다. 비행조종작동기 제어용 밸브 내부는 고압의 작동 조건 및 복잡한 유로 형상으로 인해 캐비테이션이 발생할 가능성이 매우 높다.

밸브 내부 캐비테이션 유동에 관한 연구는 불밸브나 버터플라이 밸브에 대하여 주로 진행되어 왔다[1][2]. 그러나 전자-유압 작동형 밸브에 관한 연구는 솔레노이드 입력 신호에 대한 전자력 변환 부의 동특성 연구에 국한되어 왔으며[3][4], 유압식 파일럿 밸브 내부의 유동 특성이나 응답 지연, 또는 항공기와 같이 작동 온도의 범위가 넓은 환경에서의 캐비테이션 발생 가능성에 대한 연구는 미비한 실정이다. 특히, 밸브의 스톱이 이동하면서 일어나는 비정상 유동 발달 과정은 밸브의 성능 특성을 결정짓는데 중요한 요소이므로 정확한 분석이 필요하다.

본 연구에서는 캐비테이션 해석 모델과 격자 이동 기법을 도입하여 작동 온도 변화에 따른 비행조종작동기 제어용 파일럿 밸브 내부의 정상 유동 특성과 작동 위치 변환 과정에서 일어나는 비정상 유동 특성을 해석하여 밸브 성능을 분석하고자 한다.

## II. 연구 이론 및 방법

비행조종작동기 제어용 밸브 내부 유동 특성을 분석하기 위해 ANSYS社의 전산 해석 S/W CFX Ver. 12를 사용하여 수치 해석을 수행하였다. CFX는 SST 난류 모델과 Rayleigh-Plesset 캐비테이션 해석 모델의 조합 연산을 제공한다.

### 2.1 난류 모델

일반적으로 유동 해석에서 널리 사용되는  $k-\epsilon$  계열의 난류 모델은 강한 역압력구배가 존재하는 벽면 근처에서 박리점을 제대로 예측하지 못하는 단점이 있다. 반면, Menter의 SST(Shear Stress Transport) 난류 모델은  $k-\epsilon$  모델과  $k-\omega$  모델의 장점을 취하여 개발된 모델로서 난류 전단응력 수송항에 의한 정상 난류 유동 예측과 역압력 구배에 의한 벽면 근처 유동 박리의 시작점 예측에 있어 높은 정확성을 보여준다[5]. 전자-유압식 밸브 내부에서는 유동장애 영역에서 박리에 의한 재순환역(recirculation zone)이 발생하여 에너지 손실이 생기게 되며[6], 이로 인한

난류 전단응력 성분의 정확한 계산을 위해 적합한 난류 해석 모델로 SST 모델을 선정하였다. 난류 유동장 내 유체 유동은 연속 방정식, 시간 평균 운동량(RANS) 방정식, 난류 모델 방정식의 지배를 받으며 SST 모델의 난류 모델 방정식은 기본적으로 Wilcox의  $k-\omega$  모델[7]을 따른다.

Continuity Equation:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \tag{1}$$

Reynolds Averaged Navier-Stokes Equation:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = & -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \\ & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \left( \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] + \rho f_i \end{aligned} \tag{2}$$

Turbulent Kinetic Energy Equation:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_x k}{\partial x} + \frac{\partial \rho u_y k}{\partial y} + \frac{\partial \rho u_z k}{\partial z} \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right] + \mu_t \Phi - C_{\mu} \rho k \omega \\ + \frac{C_A \beta \mu_t}{\sigma_k} \left[ g_x \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] \end{aligned} \tag{3}$$

Specific Dissipation Rate Equation:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_x \omega}{\partial x} + \frac{\partial \rho u_y \omega}{\partial y} + \frac{\partial \rho u_z \omega}{\partial z} \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_w} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_w} \right) \frac{\partial \omega}{\partial y} \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_w} \right) \frac{\partial \omega}{\partial z} \right] + \gamma \rho \Phi - \beta' \rho \omega^2 \\ + \frac{(1 - C_3) \beta \rho}{\sigma_t} \left[ g_x \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] \end{aligned} \tag{4}$$

상기  $k-\omega$  모델의 지배 방정식에서 난류 생성 항은 식 (5)와 같다. SST 난류 모델에서는 이를 식 (6)과 같이 수정하여 정체 영역에서의 과도한 난류 생성을 방지하고 해석의 정확도를 높이게 된다.

$$P_t = \mu_t \Phi \tag{5}$$

$$P_t = \min(\mu_t \Phi, C_{tmt} \epsilon) \tag{6}$$

SST 모델의 난류 모델 방정식에는 다음의 난류 소실항이 추가된다.

$$\frac{(1-F_1)2\rho\sigma\omega^2}{\omega} \left[ \frac{\partial k}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial k}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial y} + \frac{\partial k}{\partial z} \frac{\partial \omega}{\partial z} \right] \quad (7)$$

여기서  $F_1$ 은 Menter[5]의 혼성함수로 벽면 근처에서는 0이 되어  $k-\omega$  모델이 되고 자유 유동에서는 1이 되어  $k-\epsilon$  모델이 된다.

$$\phi = F_1\phi_1 + (1-F_1)\phi_2 \quad (8)$$

모델 계수의 계산식은 식 (8)과 같다.  $\phi_1$ 과  $\phi_2$ 은 각각  $k-\epsilon$  모델과  $k-\omega$  모델의 계수이다.

## 2.2 캐비테이션 모델

Rayleigh-Plesset 캐비테이션 모델은 기포 생성과 응축에 관한 방정식을 제공한다[8]. 기포 성장에 관한 Rayleigh-Plesset 방정식은 다음과 같다.

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f} \quad (9)$$

$R_B$  : bubble radius

$p_v$  : vapour pressure

$p$  : surrounding liquid pressure

$\rho_f$  : liquid density

$\sigma$  : surface tension coefficient

위 식에서 저주파 진동을 가정하여  $\sigma$ 와 2차 항을 소거하게 되면 다음의 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (10)$$

공동의 체적 및 질량 변화율은 다음과 같다.

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) = 4\pi R_B^2 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (11)$$

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_g \frac{dV_B}{dt} = 4\pi R_B^2 \rho_g \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (12)$$

단위 체적 당  $N_B$ 개의 공동이 있을 경우 체적비(volume fraction)  $\gamma_g$  및 2상 질량 보존 방정식은 다음과 같다.

$$\gamma_g = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B \quad (13)$$

$$\dot{m}_{fg} = N_B \frac{dm_b}{dt} = \frac{3\gamma_g \rho_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \quad (14)$$

위 식을 Rayleigh-Plesset 모델에서는 적절한 계수를 도입하여 다음과 같이 일반화한다.

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3\gamma_{nc}(1-\gamma_g)\rho_g}{R_D} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_f}} \operatorname{sgn}(p_v - p) \quad (15)$$

$F$  : empirical factor for vaporization

$\gamma_{nc}$  : volume fraction of nucleation sites

$R_B$  : radius of nucleation sites

## 2.3 해석 모델

Figure 1에 비행조종작동기 제어용 밸브의 해석 영역을 나타내었다. 작동 위치에서 밸브의 압력 전달 성능을 관찰하려는 정상 유동 해석 영역은 1번에 해당하며 비정상 유동 해석 영역은 밸브 위치 변환 과정의 응답 특성을 분석하기 위한 유동 영역으로 2번에 해당한다. 작동기의 해석 조건은 대기압, 무부하 작동 조건을 가정하였으며 작동 압력은 3,000psi, 작동 유체로는 Solutia社의 항공유압유 Skydrol 500B-4의 물성치를 사용하였다. 유로 표면에는 smooth wall, no-slip 경계 조건을 설정하였다.

Figure 2에서 해석 격자를 나타내었다. 정상 유동 해석 영역 격자의 전체 요소 개수는 약 200만 개, 노드수는 약 70만 개이며 격자 크기는 최대 0.004inch로 생성하였다. 비정상 유동해석 영역의 격자 요소 개수는 약 280만 개, 노드수는

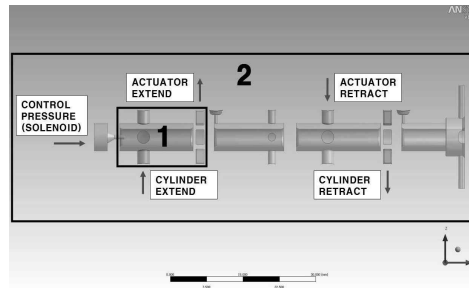


Fig. 1. Valve Flow Analysis Domain

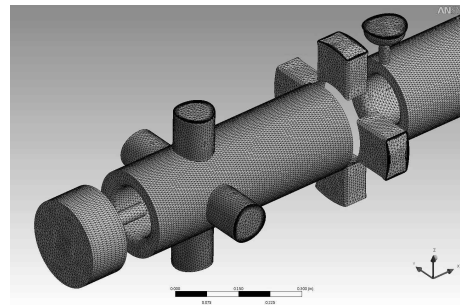


Fig. 2. Valve Computational Grid(Mesh Quality=2.79M)

약 95만 개이며 1번 영역의 격자 크기는 최대 0.004inch로 동일하고 기타 유동 영역은 최대 0.012inch로 생성하였다. 밸브 내부는 굴곡이 불규칙하며 유로가 형성되는 스펀과 슬리브 간의 반경차가 0.04inch에 지나지 않아 격자 형태로는 정렬-비정렬 하이브리드 격자를 사용하였다. 경계층 묘사를 위해 내부 유로 표면에 전체 두께 0.012inch, 확장비 1.1의 프리즘 레이어가 10겹으로 구성되었고 경계층 해석에는 자동벽 처리법 (automatic near wall treatment)을 사용하였다. CFX에서  $\omega$ -방정식 기반의 난류 모델에 한하여 제공되는 본 알고리즘의 목표는 가능한 격자의  $y^+$ 에 무관하게 해의 정확성을 확보하는 것이며 벽처리 함수와 진단응력을 이용하여  $y^+$ 의 범위에 민감하지 않은 해를 제공할 수 있다[9].

2.4 연구 이론

캐비테이션 관련하여 사용되는 대표적인 유동 특성으로 캐비테이션 수(cavitation number,  $\sigma$ )가 있으며 임계 캐비테이션 수(critical cavitation number)를 기준으로 그 이하의 수치에서 캐비테이션이 발생한다.

$$\sigma = \frac{p - p_v}{\frac{1}{2}\rho V^2} \tag{16}$$

- $p$  : local pressure
- $p_v$  : saturated vapour pressure
- $V$  : average inflow velocity

저항계수(resistance coefficient,  $K$ )는 밸브의 압력 손실 평가 및 효율 검토에 사용되며 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$K = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho V^2} \tag{17}$$

- $\Delta P$  : static pressure drop
- $\rho$  : density of fluid
- $V$  : average inflow velocity

유량계수(flow coefficient,  $C_v$ )는 밸브 전후 차압 1psi당 밸브를 통과하는 유량을 gallon/min(GPM)으로 표기한 용량 계수이다. 유동의 원만한 흐름과 밸브 성능을 측정하는 지표로 활용될 수 있다.

$$C_v = Q \sqrt{\frac{SG}{\Delta P}} \tag{18}$$

- $Q$  : flow rate
- $SG$  : specific gravity
- $\Delta P$  : static pressure drop

III. 결과 및 고찰

3.1 수치 해석 모델 검증

본 연구에서 사용한 수치 해석 모델의 성능 검증을 위해 NACA66 수중익형을 이용한 유동 해석을 수행하였다. 해석 결과와 Shen[10]의 실험 결과를 비교하였으며 표준  $k-\epsilon$ , RNG  $k-\epsilon$ , SSG Reynolds Transport 난류 모델 등을 비교 난류 모델 군으로 선정하였다.

Figure 3에서 NACA66(206) 수중익형 주위 격자 형상을 나타내었다. 전체 유동 영역은  $x, y$  각 축방향으로 익형의 10배 길이를 가진 직사각형이며 총 격자수는 147,004개, 받음각  $4^\circ$ , 레이놀즈 수  $2 \times 10^6$ , 특성 길이로는 시위 길이 (40inch)를 사용하여 첫째 레이어 두께  $y^+ \sim 30$ , 확장비 1.2를 가진 15겹의 프리즘 레이어를 생성하였다. 해석 조건은 수동 실험에서와 같이  $\sigma = 0.91$ , 수렴 조건은 모멘텀의 RMS 잉여치가  $10^{-5}$  이하가 되도록 설정하였다.

Figure 4(a)는 SST 모델과 Rayleigh-Plesset 모델을 조합하여 해석한 흡입면에서의 압력계수 (pressure coefficient,  $C_p$ ) 분포를 Shen[10]의 실험 결과와 비교하여 나타낸 그래프로 실험과 해석 결과가 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. Fig. 4(b),(c)는 격자수와 난류 모델 변화에 따른 해석 결과로서 캐비테이션이 발생하는 압력 회복 영역을 제외하고는 그래프가 대체로 일치하는 경향을 보여 흡입면 시위 길이의 30% 영역만을 도시하였다. Fig. 4(b)에서 보는 바와 같이 격자수가 증가할수록 수중익형 표면의 압력계수 분포도는 일정 형상으로 수렴하는 경향을 나타내었으며, 사용한 해석 격자수 147,004개는 격자 수렴성 측면

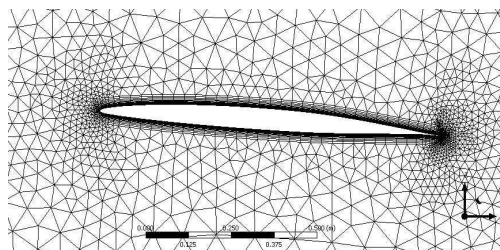
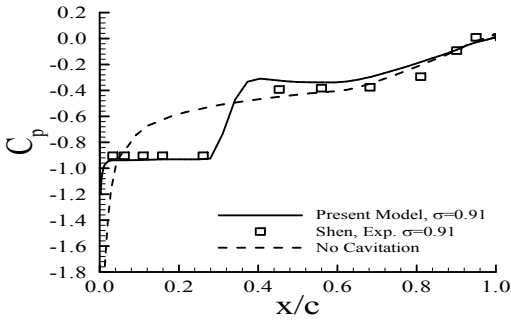
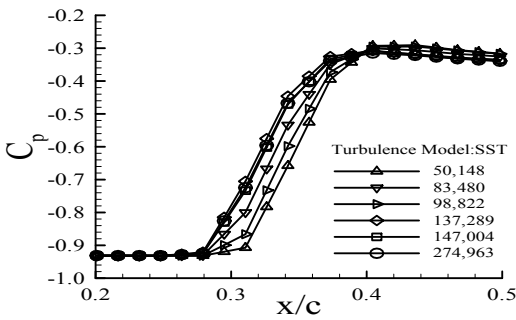


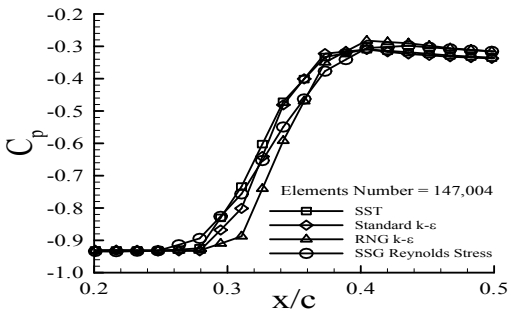
Fig. 3. NACA66 Hydrofoil Computational Grid(Mesh Quality=147K)



(a) Comparison of Numerical and Experimental Results



(b) Mesh Number Variation



(c) Turbulence Model Variation

Fig. 4. Pressure Coefficient Distribution on the Suction Side of NACA66 Hydrofoil

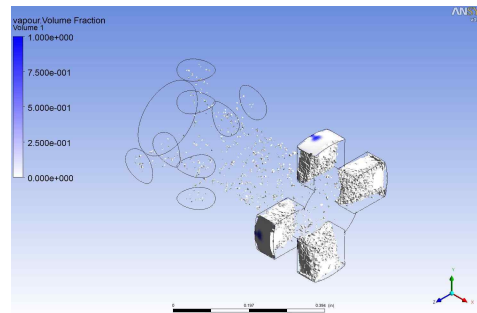
에서 적절한 개수인 것으로 판단되었다. Fig. 4(c)는 Rayleigh-Plesset 캐비테이션 모델과 다양한 난류 모델을 조합하여 해석한 결과로서 전체적으로 비슷한 유동 예측 성능을 나타내었다. 그러나 SST 이외의 난류 모델의 경우, 연산 과정에서 모멘텀의 정밀 오차(precision error)가 발생하여 SST 난류 모델이 해석 수렴성에 있어 장점을 가진 것으로 사료되었다.

### 3.2 밸브 정상 유동 특성

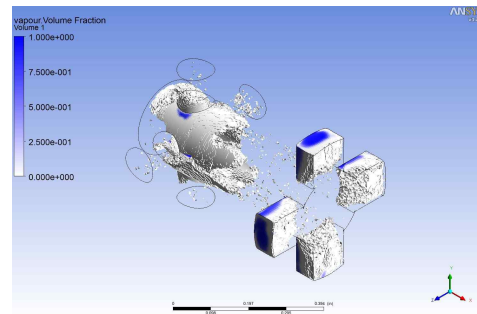
정상 유동 해석 단계에서는 작동 온도 변화에 따른 밸브 유동 특성을 분석하였다. Skydrol 500B-4 작동 유체는 전통의 petroleum 계열이 아닌 DBPP(Dibutyl Phenyl Phospate)를 주성분으로 하는 phosphate ester 계열의 항공유압유[11]로 우수한 내열성을 가진 특징이 있다. 이에 따라 작동 유체를 주성분인 DBPP로 가정하고 참고 문헌[12]에서 사용된 Clausius-Clapeyron 수식을 이용하여 온도에 따른 포화증기압을 보간하였으며 기포밀도, 표면장력, 비중 등 주요 물성치에 대해서도 온도 변화율을 적용하여  $-50^{\circ}\text{C}$ 부터  $70^{\circ}\text{C}$ 까지  $10^{\circ}\text{C}$ 의 간격으로 전산 수치 해석을 수행하였다. Table 1에서 나타낸 바와 같이 작동 유체의 포화증기압은 절대 0 기압에 가까울 정도로 낮으며 내비등성이 우수함을 알 수 있다.

Table 1. Skydrol 500B-4 Hydraulic Fluid Properties

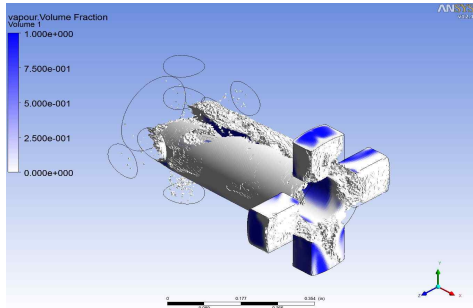
Fluid Density	$1,075\text{kg/m}^3@0^{\circ}\text{C}$
Fluid Viscosity	$0.037\text{kg/ms}@0^{\circ}\text{C}$
Vapor Pressure	$7.7\text{mmHg}@100^{\circ}\text{C}$
Vapor Density	$>1$ (1=Air)
Surface Tension	$26.7\text{dyn/cm}@25^{\circ}\text{C}$
Specific Gravity	$1.057@25^{\circ}\text{C}$



(a) Void Volume Fraction at  $-50^{\circ}\text{C}$  Flow

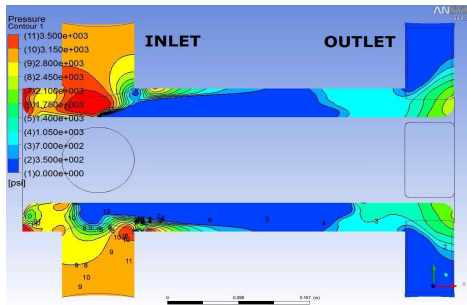


(b) Void Volume Fraction at  $-30^{\circ}\text{C}$  Flow

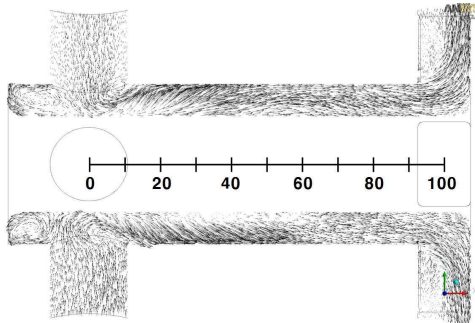


(c) Void Volume Fraction at 50 ° C Flow

Fig. 5. Visualization of Void Volume Fraction



(a) Static Pressure Contour at T=0°C



(b) Velocity Vector Distribution at T=0°C

Fig. 6. Visualization of Flow Properties

캐비테이션 유동 특성을 분석하기 위해 먼저 공동체적비(vapour volume fraction)를 관찰할 필요가 있다. Fig. 5는 작동온도에 따라 밸브 내부에서 발생한 공동을 시각화한 그림으로 음영이 짙을수록 더 높은 공동체적비를 의미한다. Fig. 5(a)의 경우, 출구 영역을 제외하고는 거의 공동이 발생하지 않았으나 Fig. 5(b)에서 입구 근처의 공동체적이 크게 확장되었고 Fig. 5(c)에서는 완전히 발달한 공동체적 형상을 나타내었다.

Figure 6(a),(b)에서 0 ° C, 밸브 중앙 단면의 압력과 속도 분포를 나타내었다. 최대 압력은 입구

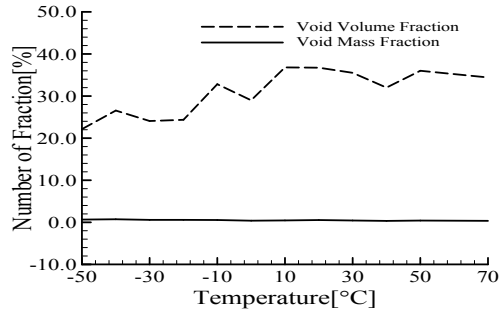


Fig. 7. Void Volume and Mass Fraction

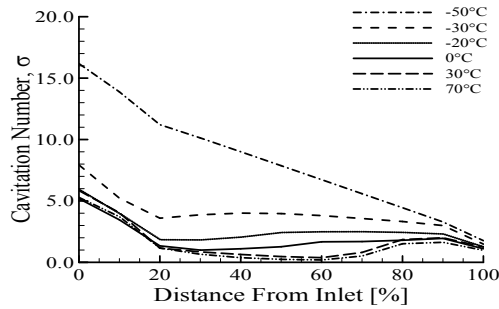


Fig. 8. Cavitation Number Distribution

측 재순환영역인 Fig. 6(a) 좌측 끝단에서 발생하였으며 약 4,200psi까지 압력이 상승하였다. 유로 형상이 변화하는 지점에서는 최고압과 최저압의 경계면이 거의 일치할 정도로 가파른 압력구배를 보였으며 이 근방에서 유속은 최대 4,000in/s 이상까지 순간적으로 가속된다. 이후 유속은 점차 감소하지만 Fig. 6(b)와 같이 출구 쪽 유로 변화 지점을 지나면서 원심 방향으로 편향되어 흐르게 되고 밀도가 낮아진 다른 한 쪽에 마이너스 부압까지 작용하여 캐비테이션이 발생하게 된다. 해석 시 buoyancy 효과는 고려하지 않았으며 상하가 비대칭으로 보이는 이유는 3차원 유동장에서 형성되는 와류핵의 위치차로 인해 국부 유속 및 국소압 분포가 완벽한 대칭을 이루지 않기 때문이다.

Figure 7은 밸브 내부 전체의 공동체적비와 질량비를 작동 온도에 따라 기록한 그래프이다. 캐비테이션은 국부 기압에 종속적인 현상으로 공동체적과 질량비는 작동 온도가 상승함에 따라 증가하는 경향을 나타내었다. 공동체적비의 경우 약 22~37%, 공동질량비는 0.3~0.7% 정도로, 캐비테이션이 발생하면 유체의 질량 대비 체적이 약 100배 확장되면서 유압, 유속, 밀도 등이 변화하여 유동 특성에 영향을 미치게 된다.

Figure 8은 밸브 입구로부터 출구까지 Fig 6(b)에 표기된 측정 위치에 따라 캐비테이션 수 ( $\sigma$ )를 기록한 그래프이다. 가장 가파른 구배가 나타난 곳은 입구 초입 20%까지의 영역으로 Fig. 6에서 언급하였듯이 국부 압력이 급격히 낮아지는 영역으로 나타났다. Fig. 6(a)에서 입구로부터 80% 위치에서 공동이 발생하지 않고 Fig. 8에서 해당 위치의 캐비테이션 수가 5 미만인 점과 Fig 5(c)에서 공동이 대량으로 발생하는 20~100% 영역의 캐비테이션 수가 3 이하로 나타난 것을 감안할 때, 본 유동의 임계 캐비테이션 수는 약 4 정도로 추정되었다. 측정 위치에 따른 캐비테이션 수의 분포도는  $-20^{\circ}\text{C}$  이상에서 유사한 형태를 나타내었으며 그래프를 통해 온도에 따른 공동의 발생 양상을 예측할 수 있다.

Figure 9는 작동 온도에 따른 밸브 저항계수 ( $K$ )와 유량계수( $C_v$ )를 나타낸 그래프이다. 정상 상태의 스톱 개도율은 100%이고 유량은 유입구 기준으로 측정되었다. 해석 결과, 저항계수는  $-20^{\circ}\text{C}$  이상에서는  $5.7 \pm 0.5$ 의 사이의 분포를 보이지만  $-20^{\circ}\text{C}$  이하에서는 급격히 상승하는 것으로 나타났다. 이는 저온으로 갈수록 유속이 감소됨에 따라 상대적 압력 강하가 커져 압력 손실이 증가함을 의미한다. 저온에서는 온도가 상승함에 따라 유량계수도 증가하는 경향을 보였으나  $-20^{\circ}\text{C}$  이상에서는 0.5 정도로 일정한 수치를 나타내었다. 한편, Fig. 8에 나타난 바와 같이  $-20^{\circ}\text{C}$  이상에서는 밸브 내부의 공동 분포도가 유사해진다. 이보다 온도가 낮아질 경우에는 전단응력 상승에 기인하여 유량이 감소하게 되며  $-50^{\circ}\text{C}$ 에서는  $-20^{\circ}\text{C}$  대비 유량계수가 60% 정도로 나타났다. Fig. 8과 Fig. 9를 통해 저항계수와 유량계수가 약  $-20^{\circ}\text{C}$  이상에서 안정되며 캐비테이션이 밸브 성능 특성에 영향을 미치는 것으로 판단되었다.

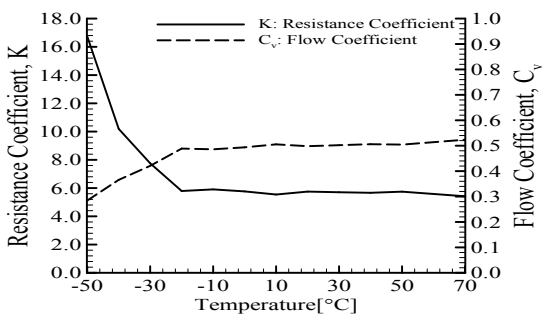


Fig. 9. Resistance and Flow Coefficient

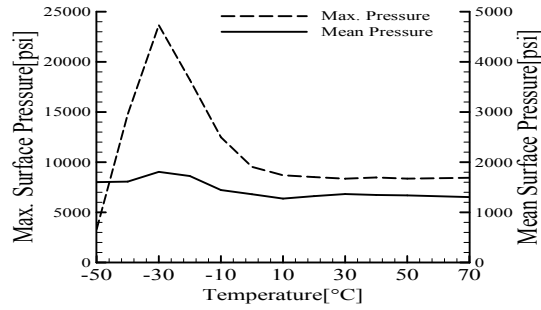


Fig. 10. Max. and Mean Surface Pressure

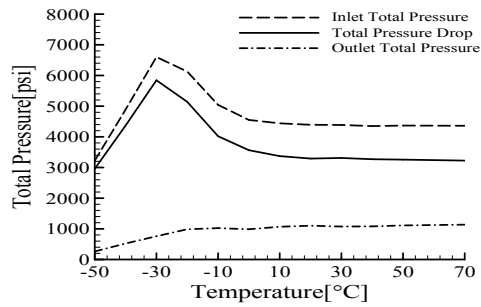


Fig. 11. Total Pressure and Pressure Drop

Figure 10에서 밸브 내부에 작용하는 최대 및 평균 표면 압력을 나타내었으며 Fig. 5(b)와 같이 캐비테이션이 입구 쪽에서 크게 발달한  $-30^{\circ}\text{C}$ 에서 양 수치 모두 가장 높게 나타났다. 최대 표면 압력이 발생하는 위치는 입구에서 유입된 유동이 직진하여 충돌하는 벽면으로 확인되었다.

Figure 11에서 작동 온도에 따른 밸브 입출구에서의 전압 분포와 전압차를 나타내었다.  $0^{\circ}\text{C}$  이상에서는 전압과 전압차 모두 안정된 수치를 나타내었으나,  $0^{\circ}\text{C}$ 를 기준으로  $-30^{\circ}\text{C}$ 까지는 입구 전압과 전압차가 증가하였으며  $-30^{\circ}\text{C}$ 에서 최대 수치를 나타내어 에너지 손실이 가장 많이 발생하였다. 이유는 해당 구간에서 입구 쪽으로 공동이 집중되면서 이를 채우기 위해 입구 유속이 증가함에 따라 동압도 증가하며, 벽면에 작용하는 점성 마찰 또한 증가하기 때문이다.  $-30^{\circ}\text{C} \sim -50^{\circ}\text{C}$  구간에서는 전압차가 다시 줄어드는 현상이 나타났으며 이는 유량 저하에 기인한 공동 및 마찰 손실 감소가 원인으로 추정되었다.

### 3.3 밸브 비정상 유동 특성

비정상 유동 해석 단계에서는 밸브 위치 변환 과정에서의 내부 유동 특성을 분석하였다. 스톱과 슬리브 사이의 간극은 0.0002inch로 내부 누

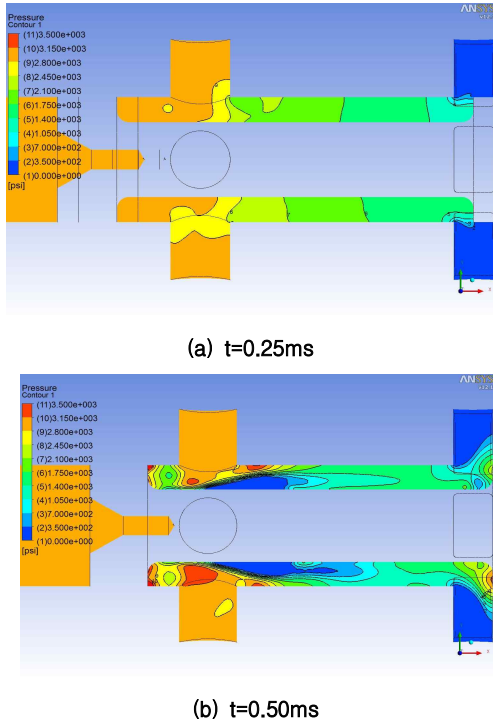
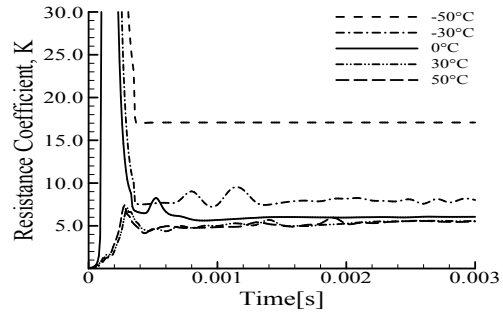


Fig. 12. Static Pressure Change at T=0 °C

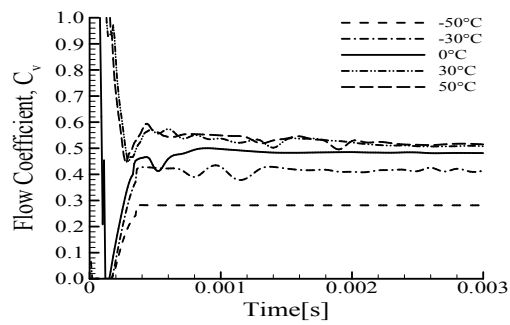
설은 무시하였고 유로 변형을 묘사하기 위해 CFX의 동적 격자 이동 기법(Dynamic Moving Mesh)이 사용되었다. 스톱 이동은 유압과 스프링 탄성력에 의한 미분방정식 형태의 질량-댐퍼-스프링 시스템으로 모델링하였으며 스톱이 최대 행정에 이르면 움직임이 멈추도록 하였다. 비정상 유동 해석은 GCL(Geometric Conservation Law) 조건을 적용하여 격자 변형에 의한 질량 오차를 최소화하였으며 격자의 왜곡 한계를 고려하여 해석 시간 간격으로 0.01ms를 설정하였다. 비정상 유동의 발달 과정을 확인하기 위해 행정이 완료된 이후에도 유동 특성 계수가 안정되는 시간까지 계산하였다.

Figure 12는 작동 온도 0 °C에서 t=0.25ms와 t=0.5ms 시점에서의 압력 분포를 나타낸 그림이며 시간이 지남에 따라 정압 분포가 Fig. 6(a)와 같이 유사하게 발달하는 과정을 확인할 수 있다.

Figure 13(a),(b)에서 작동 모드 변환 과정의 시간과 온도에 따른 밸브 저항계수와 유량계수 변화를 나타내었다. 해석 시간 0에서 0.0002초 사이의 행정 초기 구간에서는 0 °C 이하에서 저항계수가  $10^9 \sim 10^{11}$ 까지 상승하며 30 °C 이상에서는 유량계수가 높게 측정되었다. 이는 점성에 따라 크게 변화하는 유동의 초기 반응 속도(유속)에



(a) Resistance Coefficient Transition



(b) Flow Coefficient Transition

Fig. 13. Valve Coefficient Transition

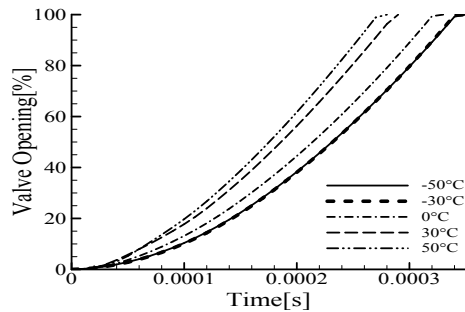


Fig. 14. Valve Opening Transition

기인하며 유동이 안정되었을 때에는 저항계수와 유량계수 모두 Fig. 9의 정상 유동 해석 결과와 거의 일치하였다. 행정 구간에 비해 과도 구간이 길게 나타난 이유는 스톱 행정이 완료된 후에도 와류의 위치와 유속, 그리고 공동의 분포 형태가 안정되기까지 다소 시간이 걸리기 때문이다.

Figure 14와 Table 2에서 밸브 개도율 및 온도 별 행정 완료 시간과 정정 시간(settling time)을 기록하였다. 공동 생성과 소멸을 반복하는 상변화 유동에서 유속은 완전히 안정되지 않는다. 여기서 정정 시간은 50 time step 구간 내의 저항



Table 2. Valve Opening and Settling Time

Temp.[ ° C]	-50	-30	0	30	50
Opening Time[ms]	0.35	0.35	0.33	0.29	0.28
Settling Time[ms]	0.5	1.6	2.0	2.4	2.5

계수의 변화가 3%, 유량계수는 1% 이내의 변화를 보이는 상대적으로 유동이 안정되는 시점을 측정할 결과이다. 작동 온도에 따라 행정 완료시간은 0.28~0.35ms, 정정 시간은 0.5~2.5ms로 예측되었다. 최소 정정 시간은 0.5ms로 -50 ° C에서 나타났는데, 이는 해당 온도의 점성이나 밀도 변화율을 크게 상회하는 응답 속도이다. 물성치 변화를 제외한 -50 ° C 유동의 가장 큰 특징은 출구 근처에서만 캐비테이션이 발생한다는 사실이며 이에 따라 공동이 발생하는 양상이 정정 시간에도 영향을 미치는 것으로 파악되었다.

#### IV. 결 론

비행조종작동기 제어용 파일럿 밸브 내부의 정상 및 비정상 캐비테이션 유동 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

밸브의 저항계수는 -20 ° C 이상에서 6.0, 유량계수는 0.5 정도의 안정된 수치를 나타내었으며 -20 ° C 미만에서는 밸브의 성능이 현저히 저하되는 경향이 나타났다. 작동 온도에 따라 변화하는 공동의 발생 양상이 유동과 응답 특성에 영향을 미치는 것을 확인하였다. -30 ° C에서는 최대 표면 압력 및 전압차가 최대로 나타났으며 입구 주변의 유로 형상이 변화되는 영역에서 생성되는 대량의 공동으로 인해 큰 에너지 손실이 발생하였다. 작동 온도가 -20 ° C 이하로 낮아질 경우에는 유량 감소에 따른 성능 저하가 예측되었다.

밸브의 위치 변환에 소요되는 시간은 작동 온도에 따라 약 0.28~0.35ms, 정정 시간은 약 0.5~2.5ms로 예측되었고 비정상 유동 해석 결과, 시간이 지남에 따라 밸브 내부 유동 양상 및 밸브 저항계수와 유량계수 모두 정상 유동 해석 결과에 수렴하였다.

#### 후 기

본 연구는 지식경제부의 항공우주부품기술개발사업의 지원을 받아 수행되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

- 1) Chern M. J., Wang C. C. and Ma C. H., "Performance test and flow visualization of ball valve", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 31, May 2007, pp. 505~512.
- 2) Kimura T., Tanaka T., Fujimoto K. and Ogawa K., "Hydrodynamic characteristics of a butterfly valve - Prediction of pressure loss characteristics", *ISA Transactions*, Vol. 34, Dec. 1995, pp. 319~326.
- 3) Szenté V., Vad J., "Computational and experimental investigation on solenoid valve dynamics", *IEEE/ASME International conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, July 2001, pp. 618~623.
- 4) Kajima T., "Development of a High-Speed Solenoid Valve: Investigation of the energizing circuits", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 42, Feb. 1995, pp. 1~8.
- 5) Menter F. R., "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", *AIAA Journal*, Vol. 32, Aug. 1994 pp. 1598~1605.
- 6) 맹주성, "유체역학", 도서출판 並進, 2007.
- 7) Wilcox, D. C., "Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models", *AIAA Journal*, Vol. 26, 1988, pp. 1299~1310.
- 8) Bakir F., Rey R., "Numerical and Experimental Investigations of the Cavitating Behavior of an Inducer", *Journal of Rotating Machinery*, Vol. 10, 2004, pp. 15~25.
- 9) "ANSYS, Inc. Theory Reference", ANSYS Inc., Nov. 2004, pp. 273~275.
- 10) Shen Y., Dimotakis P., "The Influence of Surface Cavitation on Hydrodynamic Forces", *Proceedings 22nd ATTC, St. Johns*, 1989, pp. 44~53.
- 11) Healy, C. E., "Subchronic rat inhalation study with Skydrol 500B-4 fire resistant hydraulic fluid", *American Industrial Hygiene Association Journal*, Mar. 1992, pp. 175~180.
- 12) Rudnick L. R., "Synthetics, Mineral Oils, and Bio-Based Lubricants: Chemistry and Technology (Chemical Industries)", CRC Press, 2006.