

# 하중 보정을 적용한 TVC 노즐 구동 스트로크 계산

이정섭<sup>a,\*</sup> · 노영희<sup>a</sup>

## Stroke Calculation of Actuator for TVC Nozzle Considering Applied Load Compensation

Jeongsub Lee<sup>a,\*</sup> · Younghee Ro<sup>a</sup>

<sup>a</sup>The 1<sup>st</sup> R&D Institute, Agency for Defense Development, Korea

\*Corresponding author. E-mail: [windmeely@add.re.kr](mailto:windmeely@add.re.kr)

### ABSTRACT

The stroke calculation algorithm for nozzle angle of TVC nozzle which is composed of two actuators and flexible seal, and used for attitude control was established. The two kinds of compensation were applied to the established algorithm. The first one is that compression rate variation of flexible seal due to the combustion pressure load during real operation of propulsion system. The other is the displacement of nozzle structure due to the force of actuator during actuating. The analysis results of both compensation was applied to the algorithm, and the reduction of angle error was verified through the bench test analysis.

### 초 록

자세제어를 위해 사용되는 TVC(Thrust Vector Control) 노즐의 구동 스트로크 계산을 위하여 2개의 구동기를 갖는 플렉시블 씬 노즐에 대해 임의의 노즐 각도에 대한 구동 스트로크 계산 기법을 수립하였다. 실제 추진기관 작동 시 플렉시블 씬에 작용하는 압력 하중에 따른 압축량 변화 및 구동기의 구동 시 발생하는 구동 하중에 의한 노즐 구조체 변형량이 미치는 영향성 검토를 수행하였으며, 그 결과를 계산 기법에 적용하여 보정하였다. 벤치 시험 결과 분석을 통해 노즐 구조체 변형량이 미치는 영향을 보정한 경우, 구동 각도 오차가 감소하는 것을 확인하였다.

Key Words: TVC Nozzle(TVC 노즐), Structural Displacement(구조 변형량), Compression Rate(압축량), Actuator(구동기)

### 1. 서 론

추진기관의 작동 시 초기 속도를 확보하지 못한 경우 공력 제어를 통해서도 안정적인 자세제

어가 어려워 노즐을 기계적으로 구동하여 추력 벡터를 회전시키는 추력 벡터 제어(TVC, Thrust Vector Control)를 적용하여 자세제어를 수행한다. TVC 노즐 구동을 구현하기 위해 선형적으로 스트로크를 조절하는 2개의 구동기를 갖는 구동 시스템을 적용하였다. 2축 제어를 통한 TVC 노즐의 3자유도 계산에 관한 선행 연구[1] 결과를

Received 1 November 2022 / Revised 7 April 2023 / Accepted 13 April 2023

Copyright © The Korean Society of Propulsion Engineers

pISSN 1226-6027 / eISSN 2288-4548

바탕으로 TVC 노즐의 pitch, yaw 각도에 따른 구동기 스트로크를 계산하는 기본 알고리즘을 구현하였으며, 실제 제작된 노즐을 통해 벤치시험과 비교하여 플렉시블 썰의 압축량과 노즐 구조체 변형량이 구동 각도 오차에 미치는 영향을 확인하였다. 플렉시블 썰의 압축량은 TVC 노즐에서 일반적으로 알려진 요소이지만, 노즐 구조체 변형량에 대한 영향을 검토한 경우는 확인하기 어려웠다. 일반적으로 노즐 구동 알고리즘 계산 시 노즐 구조체는 강체로 취급하며, 시험 결과와 비교를 통해 계산 결과를 보정한다. 그러나 실제 노즐구조체는 강체가 아니며, 구동기 하중에 의해 변형이 발생할 수 있다. 노즐 구조체 변형량에 의한 구동 각도 오차를 감소시키고자 구동기 작동 하중에 의한 노즐 구조체 변형량을 계산하였으며, 그 결과로부터 구동 스트로크 보정계수를 도출하여 계산 알고리즘에 반영하였다. 벤치시험을 통해 노즐 구조체 변형량 보정에 따른 구동 각도 오차 감소를 시험적으로 확인하였다.

## 2. 구동 스트로크 산출 알고리즘

### 2.1 구동기 장착 위치 및 좌표계

TVC 노즐 구동을 위한 구동기는 2개를 적용하였으며, 각도 제어의 용이성을 위해 노즐 중심축과 각각의 구동기 축이 직교하도록 배치하였다. 구동기 배치는 노즐 출구에서 바라본 기준으로 Top 방향을 기준으로 45° 및 135°로 정의하였으며, 좌표계는 Fig. 1과 같이 Top 방향을 +Y축으로 지정하고 +Pitch 방향을 +Y축 방향으로, +Yaw 방향을 +X축으로 설정하였다. +Z축은 노즐 전방 방향(노즐 출구에서 노즐 목으로 향하는 방향)으로 정의하였다. 구동기 스트로크는 선형적으로 움직이므로 스트로크가 증가하는 경우는 스트로크 변화량의 크기를 양의 값으로, 감소하는 경우는 음의 값으로 정의하였다.

### 2.2 구동 스트로크 산출 알고리즘

구동기 스트로크를 계산하는 기본은 구동기의 구동부와 노즐을 연결하는 커넥팅 로드

의 길이가 일정하다는 점이다. 커넥팅 로드의 한쪽은 노즐 브라켓에 연결되고 다른 한쪽은 구동기의 피스톤부에 연결된다. 이 커넥팅 로드는 길이가 변하지 않는 구조물이므로 노즐의 위치에 상관없이 커넥팅 로드의 길이는 일정하다. 따라서 Fig. 2에서 노즐 중심으로부터 노즐 브라켓까지의 위치벡터(각각  $\overline{A1E}$ ,  $\overline{A2E}$ )와 노즐 중심으로부터 구동기 피스톤부의 위치벡터(각각  $\overline{A1A}$ ,  $\overline{A2A}$ )의 차이의 크기는 항상 커넥팅 로드의 길이와 같아야 한다.

구동기 커넥팅 로드 길이를  $L$ 이라고 할 때 구동기#1의 커넥팅 로드와 연결되는 노즐 브라켓 위치벡터를  $\overline{A1E}$ , 구동기#1의 커넥팅 로드와 연결되는 구동기 피스톤부의 위치벡터를  $\overline{A1A}$ , 구동기#1의 스트로크 유닛 벡터를  $\overline{A1D}$ 라고 할 경

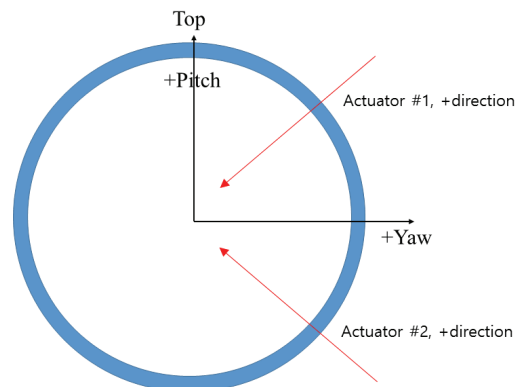


Fig. 1 Coordinate system and actuator position.

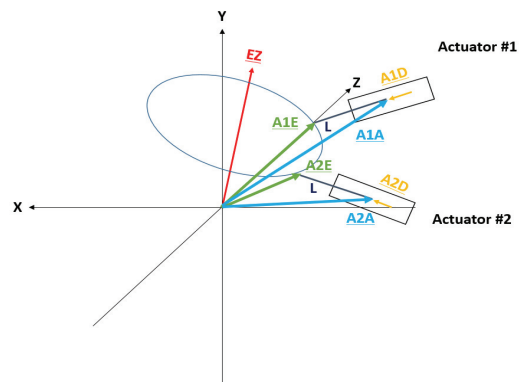


Fig. 2 Connecting rod of actuator in terms of vector calculation.

우 Eq. 1과 같이 표현할 수 있으며, 구동기#2도 같은 방법으로 표현할 수 있다.

$$\begin{cases} \overline{A1A} - \overline{A1E} = L \\ \overline{A2A} - \overline{A2E} = L \end{cases} \quad (1)$$

구동기 커넥팅 로드와 연결되는 노즐 브라켓의 위치 벡터( $\overline{A1E}$ ,  $\overline{A2E}$ )의 초기값은 노즐 구동 각도가 0°인 경우에 대해 설계된 도면을 통해 도출할 수 있다. 이 벡터를  $\overline{A1E_0}$ ,  $\overline{A2E_0}$ 라 할 때, 노즐이 임의의 방향으로 회전한 후의 벡터  $\overline{A1E}$ ,  $\overline{A2E}$ 는 pitch, yaw로 표현되는 각도변환으로 나타낼 수 있다. 이때 pitch와 yaw 2개의 각도 변화는 하나의 각도  $\theta$ 와 좌표계의 회전이동으로 표현할 수 있다. Fig. 3과 같이 노즐 각도 벡터인  $\overline{EZ}$ 는 초기 위치 벡터로부터 2가지 방식으로 표현이 가능하다. 첫째는 노즐 pitch 각도 변화( $\beta$ )와 yaw 각도 변화( $\alpha$ )로 표현하는 방법이며, 다른 하나는 Y축을 Y'축으로 회전이동( $\phi$ )한 뒤 Y'축을 기준으로  $\theta$ 만큼 회전이동하여 표현하는 방법이다.

노즐 pitch 및 yaw 각도가 모두 0°인 초기 상태의 노즐 축 벡터를  $\overline{EZ_0}$ 라고 할 경우, 이를  $\overline{EZ}$ 로 회전 변환하는 DCM(Direct Cosine Matrix)은 다음과 같은 순서로 계산할 수 있다.

- 1) Y축을 Y'축으로 좌표계 변환하기 위해 +Z축을 기준으로  $\phi$ 만큼 회전이동

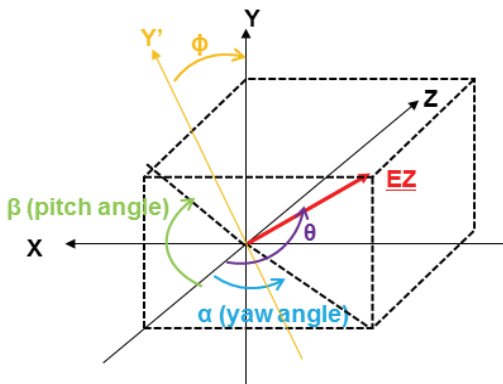


Fig. 3 Pitch and yaw angle of nozzle and  $\phi$ ,  $\theta$ .

- 2) Y'축을 기준으로  $\theta$ 만큼 회전이동
- 3) +Z축을 기준으로  $-\phi$ 만큼 회전이동하여 원래 좌표계로 이동

이와 같은 DCM을 수식으로 표기하면 Eq. 2와 같다.

$$DCM = \begin{bmatrix} \cos\phi & -\sin\phi & 0 \\ \sin\phi & \cos\phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & \sin\theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\theta & 0 & \cos\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\phi & \sin\phi & 0 \\ -\sin\phi & \cos\phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

노즐의 pitch 각도  $\beta$ 와 yaw 각도  $\alpha$ 로부터 각도  $\theta$ ,  $\phi$ 는 Eq. 3과 같이 계산할 수 있으며, 물리적으로 구동 가능한 노즐의 구동 범위 한계를 고려하여 pitch, yaw 각도 조건에 따라 계산 결과의 부호를 정하였다.

$$\begin{cases} \tan\theta = \begin{cases} +\sqrt{\tan^2\alpha + \tan^2(-\beta)}, & (\alpha \geq 0) \\ -\sqrt{\tan^2\alpha + \tan^2(-\beta)}, & (\alpha < 0) \end{cases} \\ \sin\phi = \begin{cases} \frac{\tan(-\beta)}{\tan\theta}, & (\alpha \neq 0, \beta \neq 0) \\ 0, & (\alpha = \beta = 0) \end{cases} \end{cases} \quad (3)$$

DCM과 초기 위치 벡터( $\overline{A1E_0}$ ,  $\overline{A2E_0}$ )를 통해서  $\overline{A1E}$ 와  $\overline{A2E}$ 를 Eq. 4와 같이 계산할 수 있다. 이 경우 추진기관 내부 압력에 의한 플렉시블 쉘의 압축량을  $\overline{DD}$  벡터로 적용하여 보정한다.  $\overline{DD}$  벡터는 노즐 축 방향과 같은 방향이며, 그 크기는 플렉시블 쉘이 압축되면서 노즐의 회전 중심점이 변하게 되는 압축량( $d$ )으로 정의할 수 있다. 압축량( $d$ )은 TVC 노즐 설계 및 추진기관의 평균 운용압력에 따라 계산한 값을 상수로 적용하였다. 노즐 축방향 유닛벡터에 압축량( $d$ )을 곱한 뒤 DCM을 적용하면  $\overline{DD}$  벡터를 계산할 수 있다. 노즐 축방향 유닛벡터는 초기 노즐 구동 각도가 0°인 경우를 기준으로 계산한다.

$$\overline{DD} = DCM \cdot d \frac{\overline{EZ_0}}{|\overline{EZ_0}|} \quad (4)$$

구동기 커넥팅 로드와 노즐이 연결되는 노즐 브라켓의 위치 벡터( $\overline{A1E}$ ,  $\overline{A2E}$ )는 노즐 브라켓의

초기 위치 벡터에  $\overline{DD}$  벡터를 적용하여 Eq. 5와 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{\overline{A1E}}{\overline{A2E}} = \frac{DCM \cdot \overline{A1E_0} + \overline{DD}}{DCM \cdot \overline{A2E_0} + \overline{DD}} \quad (5)$$

$\overline{A1A}$ 와  $\overline{A2A}$ 는 구동기 커넥팅 로드와 구동기의 스트로크를 제어하는 구동 피스톤이 연결되는 부위로서 노즐의 회전과 관계없이 구동기의 구동 방향으로만 움직일 수 있다. 따라서  $\overline{A1A}$  벡터는 노즐 구동 각도가  $0^\circ$ 인 초기 상태에서의 위치 벡터( $\overline{A1A_0}$ ,  $\overline{A2A_0}$ )와 구동 스트로크를 통해 이동한 벡터의 합으로 표현할 수 있다. 초기 위치 벡터( $\overline{A1A_0}$ ,  $\overline{A2A_0}$ )는 설계 도면을 통해 구할 수 있다. 구동 스트로크 길이를 구동기#1은  $p$ , 구동기#2는  $y$ 라고 할 경우, Fig. 2에서 구동기 스트로크 유닛 벡터인  $\overline{A1D}$ 와  $\overline{A2D}$ 를 이용하여 Eq. 6과 같이 표현할 수 있다. 구동기 스트로크 유닛 벡터는 노즐 회전과 관계없이 방향이 일정하므로 구동기 설계 결과로부터 계산할 수 있다.

$$\frac{\overline{A1A}}{\overline{A2A}} = \frac{\overline{A1A_0} + p\overline{A1D}}{\overline{A2A_0} + y\overline{A2D}} \quad (6)$$

Eq. 1부터 Eq. 6을 통해 Eq. 7과 같이 구동기 스트로크에 대한 2차 방정식으로 정리할 수 있으며, 방정식의 해 중에서 절대값이 작은 쪽이 물리적인 스트로크 거리를 고려할 경우 실제 해이다.

$$\begin{aligned} p^2 \cdot |\overline{A1D}|^2 + p\{2\overline{A1D} \cdot (\overline{A1A_0} - \overline{A1E})\} \\ + \{|\overline{A1A_0} - \overline{A1E}|^2 - L^2\} = 0 \\ y^2 \cdot |\overline{A2D}|^2 + y\{2\overline{A2D} \cdot (\overline{A2A_0} - \overline{A2E})\} \\ + \{|\overline{A2A_0} - \overline{A2E}|^2 - L^2\} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

### 2.3 압축량 계산

플렉시블 쉴을 적용한 TVC 노즐은 추진기관 작동 시 연소압력에 의한 하중으로 인해 압축하면서 TVC 노즐의 피봇 포인트가 이동하게 된다. 이를 확인하기 위해서 연소압력을 모사한 벤치

시험을 통해 압력에 따른 압축량의 관계식을 도출하였다. TVC 알고리즘에서 각 TVC 노즐마다 압축량을 변경하여 적용하는 것은 단위 시험에서는 가능하나 실제 운용 시스템에서는 불가능하므로 시험 결과를 종합하여 하나의 대표적인 관계식을 도출하였다.

벤치시험에서 가압과 해압 두 경우 압축량의 차이가 있었으며, 추진기관 작동 시 압력이 증가하는 방향이므로 가압 조건의 압축량만 고려하기로 하였다. 6조의 노즐 조립체를 제작하여 가압하는 경우에 대하여 압력에 따른 압축량 시험 결과를 Fig. 4에 나타내었으며, 전체 시험 결과를 토대로 2차 곡선으로 근사할 경우 R-square 값은 0.99487로 나타나 제작 일관성이 우수하였고 작용 압력 대 압축량의 관계를 하나의 관계식으로 적용할 수 있다고 판단하였다.

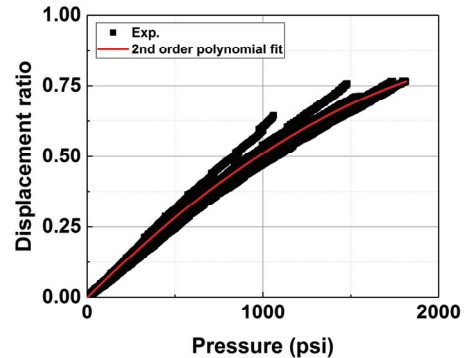


Fig. 4 Relation between operating pressure and compression rate.

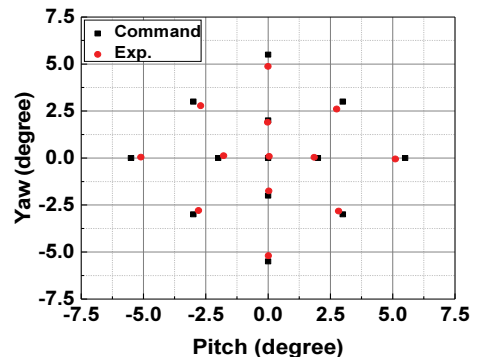


Fig. 5 Comparison of nozzle pitch and yaw angle.

2.4 노즐 구조체 변형량 보정

TVC 노즐 구동 스트로크 알고리즘 검증을 위해 벤치시험기를 통해 pitch, yaw 각도 명령 및 실제 구동 각도를 측정하여 비교하였다. 그 결과 Fig. 5와 같이 구동 각도 오차가 크게 나타남을 확인하였으며, 노즐 구동 각도가 커질수록 오차도 증가하는 것으로 나타났다.

해당 오차의 원인으로 TVC 노즐 구동을 위한 구동기의 구동력에 의하여 노즐 구조체의 미소한 구조적 변형이라 판단하였으며, 이를 보정하기 위해 적용 하중에 따른 노즐 브라켓의 변형량 검토가 필요하다고 판단하였다. 노즐 조립체의 변형량 계산을 위한 구조 해석을 수행하였으며, 구조 해석 형상은 Fig. 6과 같이 노즐목 하우징, 확대부 내열재, 노즐 브라켓(후방 브라켓)이다. 경계조건으로 체결부에 대해서는 방향별로 변위 구속 조건을 설정하였고, 부품간 접촉면은 접촉조건으로 간주하였다. 구동기 커넥팅 로드와 조립되는 노즐 브라켓을 작용점으로 설정하고 구동기의 구동 하중을 적용하였다. 구동 하중을 적용하여 구조 해석을 수행한 결과 Fig. 7에서 나타나듯이 노즐목 하우징의 내경이 가장 작은 부위에서 약 8.9 kgf/mm<sup>2</sup>의 응력집중이 나타나고 있으며, 해당 부위 구조 안전율은 10 이상을 확보한 상태이다. 그런데 노즐 브라켓 위치에서는 이보다 더 큰 38.4 kgf/mm<sup>2</sup> 수준의 응력이 집중되고 있음을 확인하였다. 이를 통해 구동기 커넥팅 로드와 연결되는 노즐 브라켓의 축 방향 최대 변위는 0.32 mm, 반경 방향 최대 변위는 0.53 mm 수준으로 나타났으며, 해당 변위를 상쇄하기 위해서 변형량 보정계수는 1.067 수준이다. 연소 중 노즐은 내부 유동에 의한 압력이 노즐 구조체에 작용하고, 이로 인해 구동 하중에 의한 변형량 효과가 감소하게 된다. 따라서 연소기 압력에 따른 구조 해석 결과로부터 압력과 변형량 보정계수의 관계를 Table 1과 같이 적용하였다.

노즐 구조체 변형량 보정은 구동기의 작동 방향과 무관하게 양의 값을 갖는다. 즉, 구동기가 노즐을 밀거나 당기는 경우 모두 노즐 구조체에서 일정 수준 이상의 변형량이 발생하기 전까지

는 노즐 각도가 변하지 않기 때문에 구동기 스트로크 작동 방향에 상관없이 양의 값으로 변형량을 보정해야 하며, 계산된 스트로크에 보정 계수를 곱하여 계산 결과를 보정하였다.

3. TVC 알고리즘 검증 시험

3.1 벤치시험기

벤치시험기는 노즐과 구동기를 장착하고 노즐

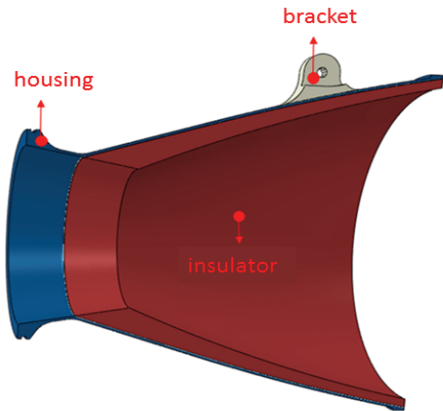


Fig. 6 Structural analysis model of nozzle.

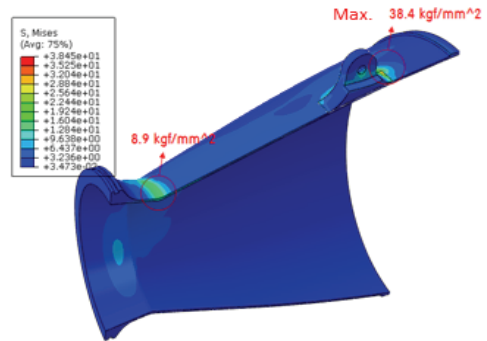


Fig. 7 Structural analysis of nozzle.

Table 1. Relation between operating pressure and displacement compensation factor.

Combustion pressure (psia)	0	1,000	1,500	2,000
Displacement compensation factor	1.065	1.048	1.037	1.030

전방에 정적압력을 형성하여 연소 중 노즐에 미치는 압력 하중을 모사하면서 노즐 구동 시험을 수행 할 수 있는 장치이다. Fig. 8과 같이 노즐 출구 면에 4개의 변위 센서를 장착하여 노즐의 각도를 계산할 수 있도록 하였다.

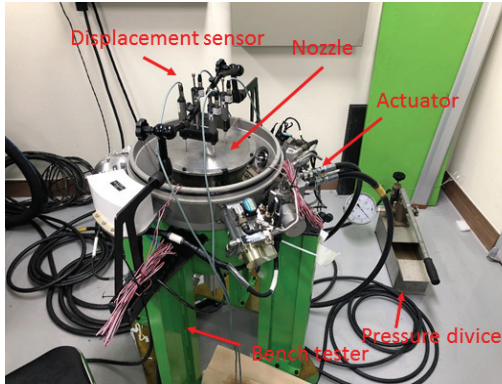


Fig. 8 Bench test equipment.

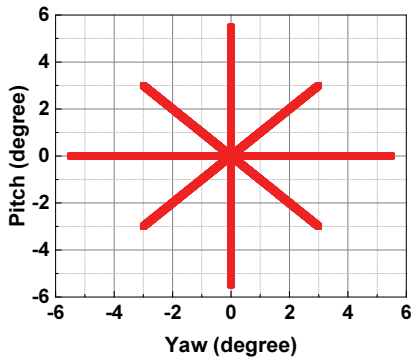


Fig. 9 TVC nozzle movement profile for bench test.

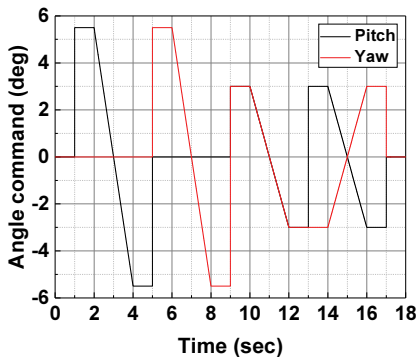


Fig. 10 Nozzle pitch and yaw angle command.

벤치시험기를 통해 시험 시 노즐에 작용하는 연소실 압력을 모사하기 위해서 가압장치를 통해 노즐 전방에 정적압력을 인가할 수 있다. 이 경우, 인가한 정적압력이 작용하는 면적이 실제 추진기관 작동 시 압력이 작용하는 면적과 크기가 다르므로 이를 고려하여 벤치시험기의 정적압력은 면적의 차이를 고려하여 보정한 압력을 가한다. Table 2는 연소기 압력별 보정된 정적압력 계산 결과를 보여주고 있다.

3.2 벤치시험 결과 분석

벤치시험에 사용한 노즐 구동 프로파일은 Fig. 9와 같이 십자 구동(pitch, yaw 방향 각각 최대 5.5°)과 대각선 구동(pitch, yaw 방향 각각 최대 3°)으로 구성하였으며, 구동 후 최대 각도에서 1 sec 동안 각도를 유지하도록 하였다. 이때 노즐 pitch와 yaw 각도 명령은 Fig. 10과 같다.

벤치시험기에 정적압력을 인가하지 않은 경우, 즉 압축량 영향이 없는 경우에 대하여 노즐 구조체 변형량 보정 유무에 따른 시험 결과를 Fig. 11과 Fig. 12에 나타내었다. 그 결과 변형량 보정을 하지 않은 경우(청색) 명령(흑색)과 차이가 크게 나타났으며, 변형량 보정을 한 경우(적색) 오차가 감소하는 것을 확인하였다.

압축량이 고려된 경우에 대해서도 노즐 구조체 변형량 보정 효과를 확인하기 위하여 벤치시험기의 정적압력이 700 psia인 경우와 비교시험을 수행 한 결과 Fig. 13, Fig. 14와 같이 오차가 감소하는 것을 확인하였다. 즉, 노즐 구조체 변형량 계산으로부터 도출한 보정계수를 적용한 결과 시험에서 오차를 감소시킬 수 있었다.

노즐 구조체 변형량 보정을 적용하지 않는 경우 Fig. 15와 같이 정적압력이 증가함에 따라 각도 오차가 감소하는 경향이 나타난다. 이는 정적압력이 증가할수록 노즐 구조체에 미치는 구동

Table 2. Static pressure condition of bench test equipment for combustion pressure condition.

Combustion pressure (psia)	1,000	1,500	2,000
Static pressure (psia)	694	1,046	1,254

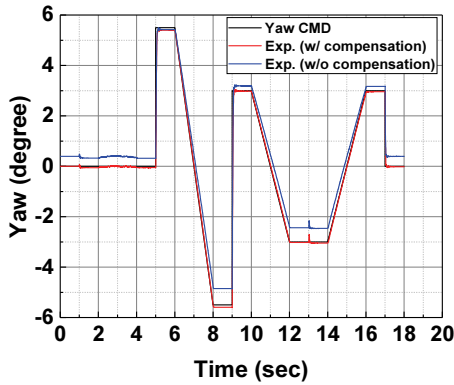


Fig. 11 Comparison of nozzle yaw angle with respect to displacement compensation in the case of 0 psia static pressure.

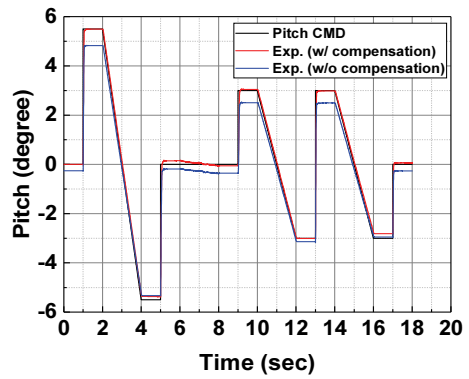


Fig. 12 Comparison of nozzle pitch angle with respect to displacement compensation in the case of 0 psia static pressure.

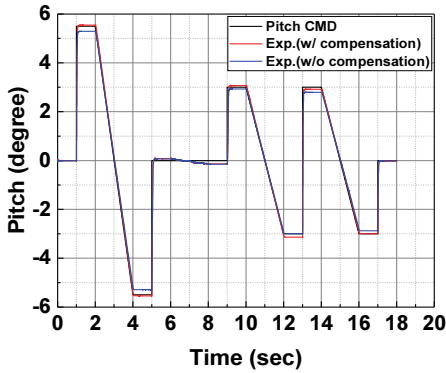


Fig. 13 Comparison of nozzle pitch angle with respect to displacement compensation in the case of 700 psia static pressure.

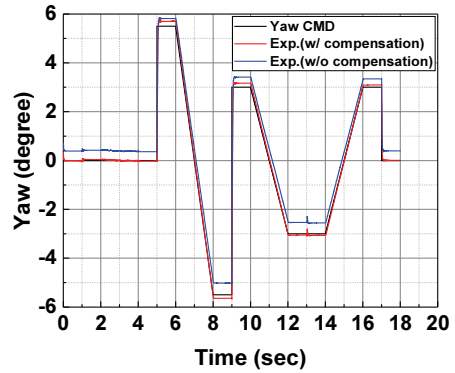


Fig. 14 Comparison of nozzle yaw angle with respect to displacement compensation in the case of 700 psia static pressure.

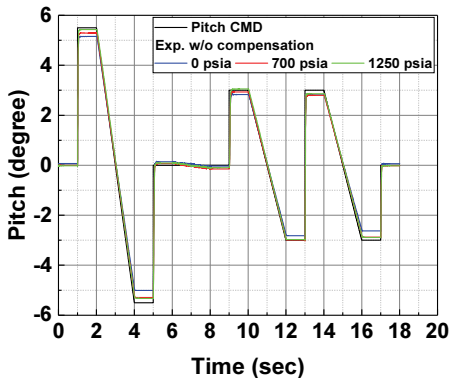


Fig. 15 Comparison of nozzle pitch angle according to static pressure without displacement compensation.

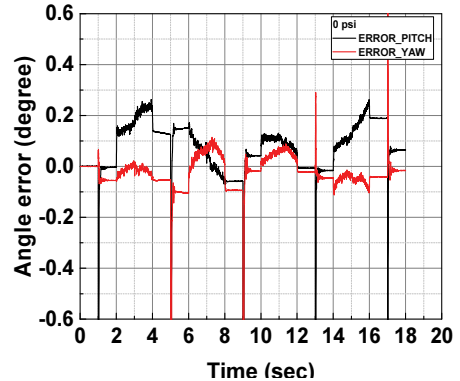


Fig. 16 Error of pitch and yaw angle - with displacement compensation.

기 하중이 작아지고, 이로 인해서 노즐 구조체의 변형량이 적어지기 때문에 판단된다.

압축량과 노즐 구조체 변형량을 모두 적용하여 계산한 결과와 실제 시험의 오차를 Fig. 16에 나타내었다. 최대오차는 pitch 각도는  $0.26^\circ$ , yaw 각도는  $0.11^\circ$  수준으로 나타났다. 구동기가 정적인 상태를 유지하는 경우보다는 스트로크가 동적으로 움직이는 구간에서 주로 오차가 크게 발생하고 있다. 이는 알고리즘의 문제라기보다는 구동 프로파일과 구동제어의 응답특성에 더 관련이 있으며, 벤치시험기에서 높은 응답수준의 동적 제어가 이루어지기 어렵기 때문에 판단된다. 따라서 노즐이 일정 각도를 유지하는 정적 상태만 고려할 경우 최대 각도 오차는 pitch 각도는  $0.19^\circ$ , yaw 각도는  $0.10^\circ$  수준으로 나타난다.

고려하기 위해 벤치시험을 통해 작용하는 압력에 따른 플렉시블 쉘의 압축량을 계산하여 관계를 도출하였다. 또한 구동기의 구동 하중에 의해서 노즐 구조체의 변형이 발생하고, 이로 인해 구동 각도 오차가 발생하였다. 이를 보정하기 위해서 노즐 구조 해석을 통해 연소기 압력 조건에 따른 노즐 브라켓 부위의 변형량을 계산하였고, 이를 통해 보정계수를 도출하여 적용하였다. 노즐 구조체 변형량 보정을 하지 않은 경우 정적압력이 증가함에 따라 노즐 구조체의 변형량이 감소하기 때문에 각도 오차가 감소하는 경향을 확인하였으며, 정적압력을 적용하지 않은 경우와 700 psia를 적용한 경우 모두 노즐 구조체 변형량을 보정 한 경우에 있어서 구동기 각도 오차가 감소하였다.

#### 4. 결 론

2개의 구동기를 갖는 플렉시블 쉘을 적용한 TVC 노즐의 구동 알고리즘 개발을 위하여, 임의의 노즐 각도에 대한 각 구동기의 구동 스트로크를 기하학적으로 계산하였다. 연소 중 노즐이 구동할 경우 연소기 내부 및 노즐 내부의 유동에 의해 플렉시블 쉘의 압축이 발생하며, 이를

#### References

1. Cho, S.J., Kim, E.G. and Lee, H.S., "A Novel Control Algorithm for Two-axis Motion in 3-DOF TVC Nozzle," *International Conference on Control, Automation and Systems*, Gyeonggi-do, Korea, pp. 2115-2118, Oct. 2010.