

터보펌프 모사를 위한 압력조절계의 특성에 관한 연구

이중엽* · 정태규* · 정용갑* · 김영목**

Studies on Characteristics of Pressure Regulation System for Simulating Turbo Pump Unit

Joong-Youp Lee* · Tae-Kyu Jung* · Yong-Gahp Chung* · Young-Mog Kim**

ABSTRACT

This paper has been conducted to design for pressure regulation system, to simulate for performance of turbo pump unit using AMESim(Advanced Modeling Environment for Simulation of Engineering Systems). With optimized of system, pressure regulation system has been confirmed dynamic characteristics of transient and steady states range based on static modeling of open type turbo pump fed engine system. These results can be utilized to verify for performance test facility of propulsion control system for analysis on control valves, review of the fundamental principle on the control logic and certificating engine feeding system.

초 록

본 논문에서는 AMESim을 이용하여 터보펌프 모사 장치 중 압력조절계에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. 시스템의 최적화를 통하여 압력조절계의 과도 및 정상상태의 특성과 응답성을 확인하였다. 연구결과들은 향후 제어밸브의 성능 검증 및 제어로직 검증을 위한 추력제어시스템 성능 시험장치 및 엔진공급계 인증시험설비의 설계와 운용 시 적극 반영할 계획이다.

Key Words: Pressure Regulation System(압력조절계), On/Off Control(밸브 개폐 제어)

1. 서 론

대형 위성 발사체를 우주로 발사하기 위해서는 복잡한 추진기관시스템을 정밀하게 제어해야 하며, 이를 위해서는 로켓의 궤적에 따른 추진제 질량과 추력을 적절하게 제어해야 한다. 정확하게 계산된 비행궤도를 따라 로켓을 최종 목

† 2004년 4월 23일 접수 ~ 2004년 8월 25일 심사완료

* 정회원, 한국항공우주연구원 추진제어그룹

** 종신회원, 한국항공우주연구원 추진제어그룹
연락처, E-mail: leejy@kari.re.kr

표 지점까지 올리는 일은 엔진의 추력과 비추력을 동시에 조절하는 엔진제어기술을 이용해야만 가능하게 된다[1]. 본 연구원에서는 이러한 일련의 지상모사시험들이 가능하도록 하기 위하여 로켓추력제어 시험설비를 설치할 계획이다.

설비의 주 목적은 앞서 언급한 것처럼 추력과 비추력 조절을 위한 추력제어밸브의 작동성, 응답성 및 제어성능을 정확히 시험하기 위함이며, 실제 추진기관 시스템과 유사하게 엔진(Rocket Engine) 및 가스발생기(Gas Generator), 터보펌프(Turbo Pump Unit)의 작동조건을 기능적으로 모사가 가능하도록 설비의 설계가 현재 이루어지고 있다.

이러한 각각의 모사 시험을 위한 하위 시스템 중에서 터보펌프 모사 장치는 그 성능을 반영할 수 있도록 가스발생기가 장착되어 가스 터빈을 구동하는 형태의 터보펌프로 제작하는 것이 가장 타당 할 것이다. 그러나 이것은 엔진공급계 시험이나, 각종 연계시험측면에서 거리가 있었기 때문에 그 대안으로 산업용 펌프를 고려하였지만 이 방법 역시 운전을 위한 기술적인 측면과 주변 여건의 한계로 인해 고려 대상에서 제외되었다. 결국 터보펌프의 성능과 어느 정도 성능을 모사할 수 있는 고압/고유량 유체 발생 시스템이 결정되었다.

모사용 터보펌프는 크게 탱크와 엔진 및 가스발생기의 성능 요구 조건을 만족할 수 있도록 변환 응답특성에 따라 탱크의 압력 소스(Source)가 가변되도록 펌프모사용 압력조절장치로 구성되어 있으며 본 논문에서는 이러한 압력조절 장치의 성능 특성에 대해 다루고자 한다.

일반적으로 사용되는 압력조절장치의 종류를 크게 4가지로 나눠 볼 수 있고, 그 특징을 보면 다음과 같다. 첫번째, 직동식 조절기(Direct-Acting Regulator)로 스프링의 힘, 입구 밸브 면에 작용하는 압력, 역추에이터 면에 작용하는 압력 등, 힘의 평형으로 밸브의 개도를 변화시켜 공급 압력을 조정함으로써 압력을 변화시키는 방식이다. 이것은 구동 부위가 적기 때문에 신뢰성이 다른 조절 장치에 비해 가장 높고 무게가 가장 가벼운

특징을 보인다. 두 번째, 돔형 압력조절기(Dome-Loaded Regulator)이다. 전체적인 힘의 평형을 이용하여 밸브의 개도를 바꾸는 방식은 직동식 조절기와 유사하나 기준 스프링을 대신하여 로더(Loader) 밸브로부터 유입되는 가스의 압력을 이용하게 된다. 이 방식은 외부 또는 공급 압력원으로부터 가스를 공급받아 기준 하중을 결정하고 또한 로더 밸브로 조절된 압력가스 형태이므로 온도에 따른 변화가 적으나 구동 부위가 많아 신뢰도가 저하된다. 세 번째로는 파일럿 조절기(Pilot-Operated Regulator)로서, 직동식과 돔형식의 장점만을 채택한 방식으로 기준 스프링과 파일럿 밸브를 사용하여 밸브의 개도를 변화시켜 공급 압력을 조정 압력으로 설정하게 된다. 파일럿 방식은 직동식과 돔형식에 비해 성능과 응답 특성이 뛰어나고 정확하게 압력을 조절할 수 있다는 장점이 있고 반면, 복잡하며 구동부위가 많기 때문에 내부기밀상태를 유지하기가 까다롭다. 네번째로는 압력 조절계(Nonmodulating Regulation System)를 이용한 방식이다. 이 시스템의 특징은 센서의 되먹임신호(Feed Back Signal)를 받아 제어기를 통해 On/Off밸브의 개폐를 반복하여 원하는 압력에 이르도록 하는 방식을 이용하며 고압은 물론 고유량을 발생이 가능하다[2]. 따라서 위에 설명한 4개의 압력 조절장치 중 압력 조절계의 성능이 요구 설계안에 가장 잘 부합함을 알 수 있다.

본 논문에서는 터보펌프 모사용 장치인 탱크에 압력 조절계를 적용하기 위한 기초적인 자료 획득은 물론, 시뮬레이션을 통한 각 요소들의 최적화를 통하여 압력조절계의 과도 및 정상상태의 특성과 응답성에 대해 비교 분석하였다.

2. 본 론

2.1 지배방정식

(1) 미소 유체 수송부

관내의 미소 요소를 통한 압축성 유체의 연속 방정식과 운동량 방정식은 다음과 같은 식으로

나타낼 수 있다[3].

$$PA - \left(P + \frac{\partial P}{\partial x} dx \right) A - \rho A dx \frac{dV}{dt} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + v \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} - vA \frac{d\rho}{dt} + A \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

미소 유동이 밀도변화가 있는 유체라고 가정하면 고정 또는 변하는 체적과 열교환을 고려한 시스템에 대해 적용할 수 있는데, 내부에너지를 열역학 1법칙에 의해 표현하면 다음과 같이 에너지방정식의 형태로 나타낼 수 있다[4,5].

$$\frac{dU}{dt} = \sum \dot{m}_i h_i + \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} \quad (3)$$

여기서, $\dot{m}_i h_i$ 는 입력부에서 enthalpy flow rate, $\frac{dQ}{dt}$ 는 제어체적에서 공급 또는 배출 heat flow, $\frac{dW}{dt}$ 는 시스템에 한일

(3)식은 (4)식과 같이 $U = m u$ 를 이용하여 내부에너지를 다시 정리할 수 있다.

$$m \frac{dU}{dt} + u \frac{dm}{dt} = \sum \dot{m}_i h_i + \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} \quad (4)$$

이상기체라면 내부에너지는 식(5-1)과 같이 온도 함수로 표현할 수 있고, 식(3),(4)를 식(5-1)을 이용하여 식(5-2)로 정리할 수 있다.

$$\frac{du}{dt} = C_v \frac{dT}{dt} \quad (5-1)$$

$$\frac{dT}{dt} = \left(\sum \dot{m}_i h_i - \frac{dm}{dt} \int C_v dT + \frac{dQ}{dt} - \frac{dV}{dt} \right) / m C_v \quad (5-2)$$

이상기체법칙에서 시간에 관한 미분식은 식(6)과 같다.

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V}{RT} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (6)$$

또한 식(6)을 이용하면 시간에 대한 압력변화율로 다시 정리할 수 있고 식(7)과 같다.

$$V \frac{dP}{dt} = -P \frac{dV}{dt} + m R \frac{dT}{dt} + R T \dot{m} \quad (7)$$

Pneumatic Chamber 단일 점의 과도상태에서 압력과 온도 변화는 식(8-1), (8-2)과 같은 압력, 온도 변화율과의 관계를 성립하게 된다.

$$\frac{dP}{dt} = \beta_{eff} \frac{d\rho}{\rho} + \beta_{eff} \alpha \frac{dT}{dt} \quad (8-1)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{dH}{C_p \rho V} + \frac{dT}{\rho C_v} \frac{dP}{dt} \quad (8-2)$$

여기서, β_{eff} 는 유동 chamber에서 유효 체적 탄성계수, α 는 열확산 계수

유체 유동에서의 유효 체적탄성 계수를 나타내면 다음과 같다.

$$\beta_{eff} = \frac{1}{\frac{1}{\beta_{fluid}} + \frac{1}{1 + W_{comp}} \frac{W_{comp}}{(P - P_0)}} \quad (9)$$

여기서, β_{fluid} 는 유체의 체적탄성계수, W_{comp} 는 벽면의 탄력성, P 는 작동압력, P_0 는 주변압력

(2) 유체수송 제어부

유체제어를 위해서 오리피스 형태의 일반적인 밸브를 이용한다. 그렇다면 압축성 유체 및 비압축성 유체의 제어를 위하여 다음과 같이 오리피스 식을 실험식으로 사용하는 유량과 압력차 형태로 변환하여 사용할 수 있다.

작동가스가 압축성 유체라 가정하고 또, 하류측 배관의 단면적이 오리피스 단면적과 비교했을 때 매우 크다는 전제하에 C_d 를 C_q 로 하여 오리피스 식을 다음과 같이 표현할 수 있다[6].

$$\dot{m} = A C_q C_m \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \quad (10)$$

여기서, A 는 오리피스 면적, C_q 는 유량 계수, C_m 은 유량 변수, P_u 는 전단압력, T_u 는 전단 온도

유량계수는 실험적, 이론적 관계를 이루고 있다. 이 계수는 국지적 마찰과 운동에너지 손실에 의한 여분 손실을 포함한다. 유속이 아음속일 경우, 유량 변수는 $\frac{P_{vc}}{P_u}$ 와 같이 압력비로 나타낼 수 있고, 유속이 음속일 경우 유량변수 C_m 은 일정하게 된다. (여기서, P_{vc} Vena Contractor에서 압력)

유속은 항상 압력비와 임계압력비에 의존적이며, 임계압력비는 다음과 정의 할 수 있다.

$$P_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (11)$$

여기서, γ 는 비열비

유량변수(C_m)는 다음과 같이 아음속과 음속 두 경우에 대해 식(12), (13)과 달리 적용하게 된다.

$$C_m = \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma - 1)}} \times \sqrt{\left(\frac{P_{vc}}{P_u} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{vc}}{P_u} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}}} \quad (12)$$

if $\left(\frac{P_{vc}}{P_u} \right) > P_{cr}$ (subsonic)

$$C_m = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1}}} \quad (13)$$

if $\left(\frac{P_{vc}}{P_u} \right) \leq P_{cr}$ (sonic)

또한, 공압(Pneumatic)을 제어하는 밸브의 실험 식은 유량과 압력차를 이용하여 식(14)와 형태로 기준을 설정하여 사용한다.

$$Q[SCFH] = 1360 C_v \sqrt{\frac{P_u \Delta P}{T_u G}} \quad (14)$$

여기서, SCFH는 Standard Cubic Feet per Hour

밀도는 변하지 않는 즉, 밸브 전/후단부의 밀도가 같다고 가정하고 압력차가 밸브 전단 압력보다 작다 할 경우 식(10),(12),(13),(14)을 통하여 식(15)와 같이 C_q 와 C_v 의 관계식 형태를 얻을 수 있다.

$$C_q \approx \frac{1.64 \times 10^{-5}}{A} C_v \quad (15)$$

식(15)에서 오리피스 유량 면적 $A[m^2]$ 는 식(16), (17)과 같이 나타낼 수 있으며 콘형 Poppet인 경우와 구형 Poppet인 경우의 오리피스 면적은 각각 식 (16), (17)을 적용한다.

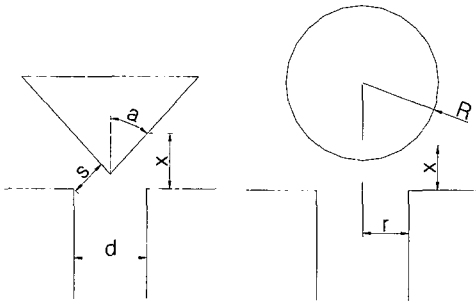


Fig. 1 밸브의 poppet 형상 (cone형, ball형)

$$A = sC = \pi x \sin a (d - x \sin a \cos a) \quad (16)$$

$$A = \frac{\beta + 1 - (R/r)^2}{\sqrt{\beta^2 + 1}} \quad (17)$$

여기서, $\beta = (x/r) + \sqrt{(R/r)^2 - 1}$

2.2 시스템 설계

엔진시스템의 동특성을 고려하여 10톤급 개방형 터보펌프식 엔진시스템을 구축하였으며 정특성 해석결과(Table 1)를 활용하여 각 구성품의 설계사양을 결정하였다[1]. 현재의 설계는 앞으

Table 1. 터보펌프 후단 압력 변화에 따른 추력변화 추이

Thrust (%)	Thrust (N)	Outlet press. in LOX TP(bar)
67	63500	70
71	67800	77
75	71800	84
80	75600	90
83	79100	96
86	82500	102
90	85700	107
93	88800	113
96	91800	118
100	94700	125
102	97500	129
105	100000	134

로 추력조절 밸브 성능 시험과 관련하여 초점이 맞추어져 있다. 또 엔진사이클이 연료과다(Fuel Rich) 가스발생기이기 때문에 추력조절을 원활히 하기 위해서는 산화제라인에 추력조절밸브를 위치하는 것이 타당할 것이며, 추력조절밸브와 연동되어 동작되는 공연비 조절밸브 역시 산화제 라인에 설치되도록 하였다. 이러한 설계 목적상 산화제 라인부에 한정하여 시험이 이루어질 계획이며 시뮬레이션 수행도 추력대비 압력 부분만으로(Table 1) 제한하였다. 설계 사양을 간단히 요약하면 다음과 같다.

- 추력 : 10톤, 비추력 : 315 sec, 추진제혼합비 : 2.4
- 연소실 압력 : 60 bar, 연소시간 : 200 sec
- Bi-Propellant 방식 Gas Generator 혼합비 : 0.308
- 산화제(LOX)/연료(Kerosene) 유량 : 9.1/21.7 kg/s
- 산화제 및 연료 펌프 후단압력 : 125/125 bar (추력 100% 기준)

Table 1에서는 추력 증가에 따른 산화제 펌프 후단부의 압력 변화 정특성치를 볼 수 있다. 본 시뮬레이션은 추력 100% 상태에서 5초간 구동 후 Shut Down하여 80% 5초 동안만의 압력치를 선정하여 수행하였다. 이때의 산화제 펌프 후단 압력인 125, 90 bar를 적용하였으며, 설계안인 산화제 펌프의 발생 유량은 25 kg/s 이상이 되도록 하였다.

압력조절계를 이용하는 전반적 시스템 설계는 Fig. 2와 같다. 본 연구원이 보유하고 있는 13,500 liter와 9,000 liter의 200 bar용 기체질소 저장용기(GN2 Bottle)를 이용, 압력조절계를 통하여 감압한 후 시험을 수행할 예정이고 시뮬레이션 수행 시 동일하게 적용하였다. 기체질소 입력부는 1.5"의 배관을 이용하였고 터보펌프 모사용 탱크 후단 유량 발생부의 직경은 4"로 하였다. 모사용 탱크의 재질은 SUS-304로 극저온 유체에도 사용가능하도록 하였으며 설계압력

Table 2. Atkomatic solenoid 밸브 사양

Solenoid Valve for On/Off (5000 PSIG)			
Pipe Size	Main Seat Orifice Diameter	Cv	Operating Temp.
1/2"	3/4"	5.1	-200 ~ 200℃
3/4"	3/4"	7.5	-200 ~ 200℃
1"	1"	12.5	-200 ~ 200℃

은 180 bar로 설정되어 제작되었다. 내부 직경은 1m이고 실린더(Cylinder) 형상이며, 전체 내부 체적은 약 6,600 liter이다. 실제 모사시험은 안전을 고려하여 약 90% 정도의 유체를 충전하여 시험할 계획이며 시뮬레이션도 같은 조건으로 여유 체적(Ullage Volume)을 두어 수행하였다. 탱크 후단의 발생 유량이 25 kg/s 일 때 유체를 물로 사용할 경우 약 237 sec 정도 시험할 수 있으며, 실제 요구 연소시간(200 sec)과 비교할 때 충분하다.

밸브(Table 2)는 Atkomatic Solenoid 밸브를 이용하였고 이 밸브의 고유 특성치인 개폐응답시간이 각각 0.15초, 0.1초이며 이를 동일하게 각 밸브에 적용하였다. 솔레노이드(Solenoid) 밸브의 배열은 고유량을 요구하는 터보펌프 후단을 모사하기 때문에 병렬식으로 하여 Cv치를 극대화하였다. 시뮬레이션을 위한 모델링은 Fig. 2에서 볼 수 있는 바와 같이 입력측 4개(1" 2EA, 0.5" 2EA)의 솔레노이드 밸브를 적용하였으며, 배출 밸브의 경우 3개(1" 1EA, 3/4" 1EA, 0.5" 1EA)로 구성하였다. 탱크 입력단의 기체 질소 유량이 정상상태의 12 kg/s의 고유량이 필요할 경우도 만족되도록 설계되어 졌다.

2.3 제어기 설계

앞서 압력조절계의 방식에 대해 언급한대로 솔레노이드 밸브가 연속적으로 개폐가 이루어지도록 작동하게 되면, 어느 정도의 변동(Fluctuation)

Fig. 2 터보펌프 모사를 위한 압력조절계 최적화

을 수반하게 된다. 이러한 변동 폭을 줄이기 위한 방법으로 밸브의 적절한 조합뿐만 아니라 계측된 압력신호를 원하는 압력제어가 이루어지도록 범위를 찾는 작업 즉, 각 밸브 제어를 위한

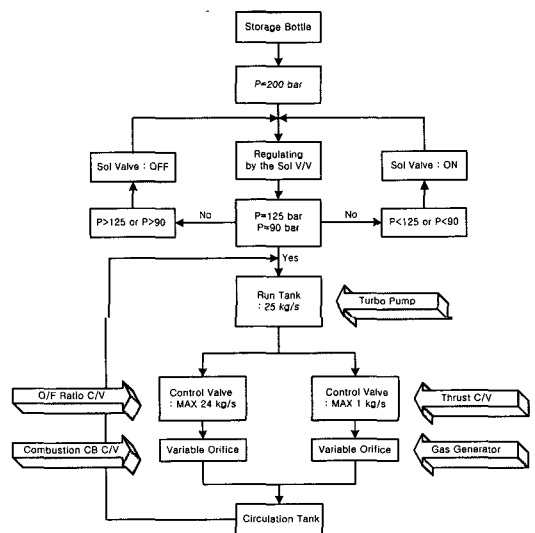


Fig. 3 제어를 위한 block diagram

압력제어범위 조율(Tuning) 작업이 선행되어야 한다. 또 이를 기반으로 하여 실제 제어기에 적용되어야 할 것이다.

시뮬레이션을 위한 조절 범위는 125, 90 bar 이며 탱크 상단부의 쿠션(Cushion) 불륨에 장착되어 있는 압력센서의 신호를 받아 오리피스 직경이 큰 솔레노이드 밸브는 넓은 압력 범위 내에서 1차 조절을 하고 직경이 작아지는 밸브일 수록 미세 범위에서 압력이 조절이 가능하도록 계측 및 제어가 반복하면서 최종압력 범위 내에도달하게 된다. 제어계측 및 제어기 응답시간을 무시한다 해도 밸브 개폐 시 응답 지연 시간이 발생하기 때문에 시뮬레이션을 통한 조율 범위 선정이 우선 수행되어야 할 것이다. Fig. 3은 본 시뮬레이션을 위한 제어 로직(Logic)을 나타낸 개략도 이다.

3. 결과 및 분석

시뮬레이션은 10초 구간에 대해서만 수행하였고, Communication Interval은 0.01 sec, Time Step은 $1e+30$ 이며, Tolerance는 $1e-9$ 으로 하여 적용하였다.

Figure 4, 5는 제어를 통한 되먹임제어(Feed Back Control)로 압력이 조절 되는, 밸브 개폐에 대한 신호상태를 볼 수 있다. 그림에서는 여러 솔레노이드 밸브 중 마지막 미세 제어를 위한 밸브의 신호만을 선택하였으며 밸브의 동특성을 보고자 하였다. Fig. 4, 5에서 볼 수 있는 것처럼 밸브 특성상 취하고 있는 자체의 응답 신호를 1차 지연 요소를 통하여 시뮬레이션에 적용하였다. 만약 밸브 응답 시간이 긴 밸브를 적용하게 된다면 변동율이 커지게 될 것이고 이로 인하여 지연시간의 중첩으로 인해 원하는 제어가 불가능하게 될 것이다. Fig. 4에서는 탱크 가압부의 밸브를, Fig. 5에서는 탱크 압력 배출부를 모사하였다. 0~5 sec 범위에서의 상태를 보면 125 bar 감압상태에서는 가압부 및 배출부측 밸브의 개폐가 거의 같은 간격으로 이루어짐을 볼 수 있고, 5~10 sec 내 즉, 90 bar

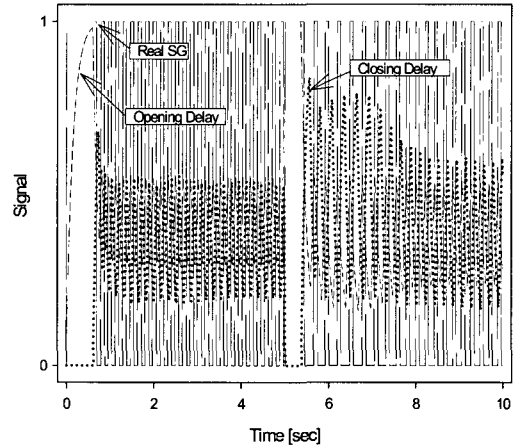


Fig. 4 가압부 솔레노이드 밸브 구동 제어 신호

감압상태에서는 가압부 밸브의 폐쇄 시간 간격이 더 커짐을 볼 수 있다. 또한 배출 밸브는 기체 배출을 위해 더 긴 시간동안 밸브 개방되는 것을 확인 할 수 있다. 이것은 125 bar에서 90 bar로 감압이 이루어지면서 배출 밸브를 긴 시간 개방하여 압력을 감압하고 있음을 알 수 있다.

Figure 6을 분석한 결과, 기 시험 설정 자료를 통해 얻어진 허용치는 설정압력의 $\pm 2\%$ 지만

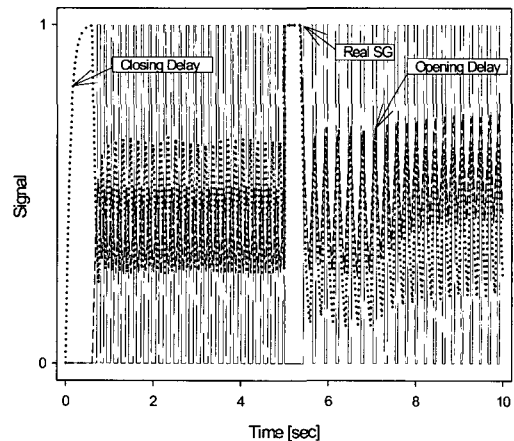


Fig. 5 배출부 솔레노이드 밸브 구동제어 신호

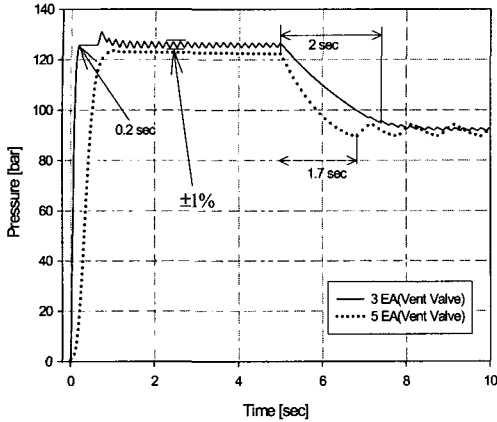


Fig. 6 탱크 얼리지 볼륨에서의 압력 분포

시뮬레이션 결과 약 $\pm 1\%$ 이내에 작동되는 것을 확인하였다. 또한 배출 솔레노이드 밸브를 3개에서 5(공칭 1", 2EA)개로 증가시켜본 결과, 설정 압력 90 bar로 이르는 시간이 약 0.3 sec로 단축되는 것을 볼 수 있으나, 센서와 밸브 사이의 연속적인 시간지연 축적으로, 밸브의 개수를 증가시키면 시킬수록 그 압력 변동양이 더 상승됨을 볼 수 있었다. 따라서 배출 시간을 단축을 위해 밸브의 개수를 늘리기보다는 Cv치가 보다 큰 밸브를 적용하는 것이 더 타당할 것으로 판단된다.

Figure 7에서는 가압부 솔레노이드 밸브 전단 압력과 밸브 후단 압력 즉, 얼리지 쿠션 볼륨에서의 압력센서를 통한 계측치 및 소스 바틀(Source Bottle)에서의 압력 소진에 대한 추이를 볼 수 있다. 여기서 소스 바틀의 압력 소진 시간을 통해 사용 시간을 예측할 수 있다.

Figure 8에서는 가압부 밸브 후단 온도와 탱크 온도 분포를 보여주고 있는데, 솔레노이드 밸브의 후단에서는 밸브 개폐로 인한 순간적인 단열팽창이 이루어져 저온 상태를 유지하는 반면, 탱크의 얼리지의 온도는 가압이 연속적으로 이루어지면서 약 50~170 °C로 유지되는 것을 알 수 있다. 이를 토대로 솔레노이드 밸브의 실

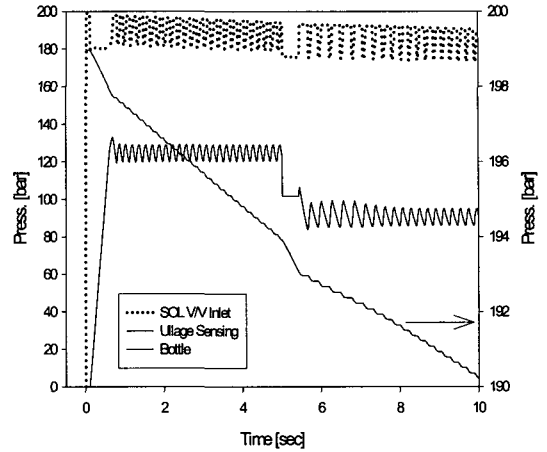


Fig. 7 가압부측 솔레노이드 전/후단 압력과 source bottle 압력 변화 추이

(Seal)과 시트(Seat)를 선정할 수 있다.

Figure 9에서는 탱크에 입력되는 기체 질소의 유량과 탱크 얼리지 볼륨 증가에 따른 질소 무게 증가 추이를 볼 수 있다. 여기서 저압 상태에서 고압단계로 시퀀스(Sequence)를 택할 경우 계속 증가하고 있는 탱크 얼리지 볼륨에 대한 기체질소의 손실이 불가피하게 된다. 따라서 고압에서 시험을 수행 후 저압 단계로 감하여

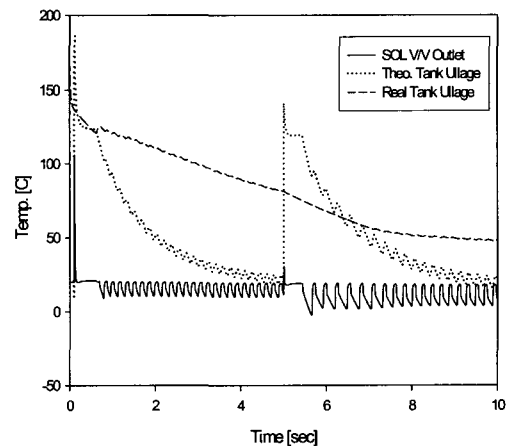


Fig. 8 가압부측 솔레노이드 밸브 후단 온도와 탱크 얼리지 온도 분포

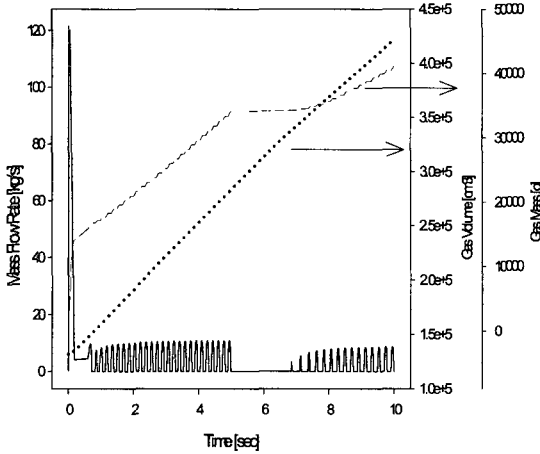


Fig. 9 탱크연결 주 배관에서의 질량유량과 탱크내의 GN2 체적, 질량 변화

시험을 수행하는 것이 이 시스템에서 가장 적절할 것으로 판단된다. Fig. 10은 탱크 전단부에 위치하는 배관에서 발생하는 유동상태를 볼 수 있다.

4. 결 론

1. 압력 조절계를 이용한 터보펌프 모사용 탱크로 국한된 시뮬레이션은 탱크의 특성상, 시간이 경과하면 경과 할수록 얼리지 볼륨이 증가하게 되므로 첫 번째 단계에서 최대 추력인 점을 택하여 압력을 설정 후 더 낮은 단계로 감압시켜 나가는 시퀀스가 타당함을 알았다.

2. 현 추진기관 모사를 위하여 탱크 후단부의 설정 유량 25 kg/s 기준으로 할 경우 가압부의 솔레노이드 밸브(Table 2 참고) 수량은 4개(1" 2EA, 0.5" 2EA), 가스 배출부의 밸브는 3개(1" 1EA, 3/4" 1EA, 0.5" 1EA)가 시스템 성능에 부합하기 위한 타당한 조합임을 보였다.

3. 예측 결과물들은 설계 및 단품 선정에 적극적으로 반영되었으며, 압력 조절계의 시뮬레이션을 통한 과도 및 정상상태에서의 운전 특성을 미리 예측할 수 있었다.

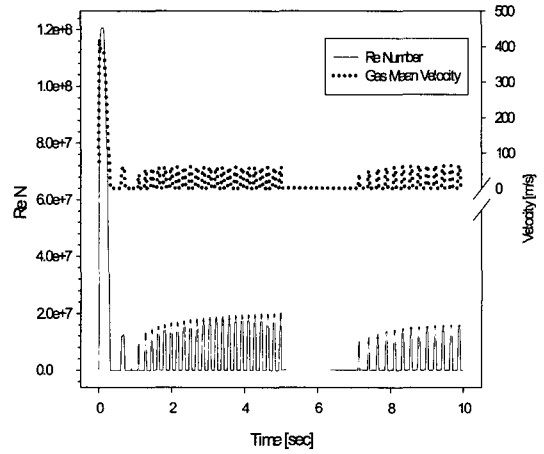


Fig. 10 솔레노이드 밸브 후단과 탱크 전단 주배관에서의 유동특성

4. 터보펌프 모사용 탱크를 이용한 시험용 설비가 현재 설치가 이루어지고 있으며 향후 구축된 설비를 통하여 제어밸브 성능 및 제어로직 검증을 위한 시험뿐만 아니라 엔진시스템 모사용 추력제어시스템 성능 시험장치로 이용 될 계획이고 또한 KSLV용 엔진 공급계 인증시험 설비로도 활용이 가능할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 공공기술연구회에서 기본연구사업의 일환으로 시행한 “로켓엔진 추력제어기술 개발” 연구의 일부입니다.

참 고 문 헌

1. 오승협 외, 로켓엔진 추력제어기술 개발(제1차년도 보고서), 한국항공우주연구원, 2004
2. NASA SP-8080, “Liquid Rocket Pressure Regulators, Relief Valves, Check Valves, Burst Disks, and Explosive Valves,” 1973

-
3. Philip M. Gerhart, Richard J. Gross, Jhon I. Hochstein, "Fundamentals of Fluids Mechanics," 1991
 4. Imagine S. A., "Thermal-Pneumatic Library," 2003
 5. E. Benjamin Wylie, Victor L. Streeter, "Fluid Transients in Systems," 1993
 6. D. McCloy, H. R. Martin, "Control of Fluid Power : Analysis and Design," 1980