Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers
Vol. 21, No. 4, pp. 1-11, 2017

Research Paper DOI: http://dx.doi.org/10.6108/KSPE.2017.21.4.001

터보펌프 구동용 알코올버너 유동 일차원 해석

김성룡[a,*] · 왕승원[b] · 한영민[a]

One Dimensional Analysis on Alcohol Burner Flow for Turbopump Operation

Seong-Lyong Kim[a,*] · Seung-Won Wang[b] · Young-Min Han[a]
[a]*Engine Test and Evaluation Team, Korea Aerospace Research Institute, Korea*
[b]*Turbopump Team, Korea Aerospace Research Institute, Korea*
[*]*Corresponding author. E-mail: SaintL@kari.re.kr*

ABSTRACT

TPTF (Turbopump Real Propellant Test Facility) at Naro Space Center has used alcohol burner system to simulate the gas flow of gas generator of liquid rocket engine. During the test at TPTF, the temperature and pressure at turbine inlet were smoothly increased while those of the gas generator of engine were constant. Present research developed a simulation code for the burner and the piping system and applied to the system. The calculation results were in good agreement with the test, and confirmed quantitatively that the non-steadiness is due to the heat transfer of the pipe. While the insulation of the pipe is ineffective, the length has a large impact on the turbine inlet condition. The present research clarified the empirically estimation of test condition, and can be applied to determination of the following test conditions.

초 록

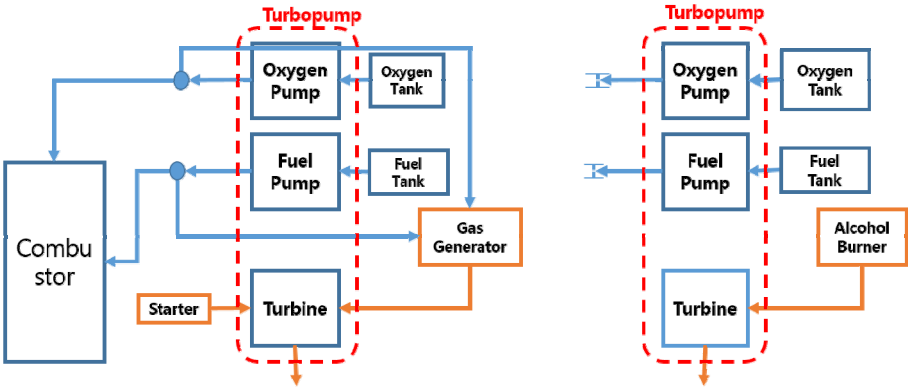
나로우주센터에 구축된 터보펌프 실매질시험설비는 터빈 구동을 위해 가스 발생기 대신 알코올버너 연소 가스를 사용한다. 그러나 터빈 입구에서 압력과 온도가 증가하여 터보펌프의 회전수가 정상상태를 유지하지 못하였다. 본 연구는 시험 환경을 정확히 파악하고자 알코올버너와 공급 배관에 대한 시스템 해석 코드를 개발하였으며 적용하였다. 해석 결과는 시험 결과와 일치하였고 터빈 입구의 압력과 온도 변화가 배관 열전달에 기인함을 정량적으로 확인하였다. 터빈 입구 조건에 공급 배관 단열 효과는 크지 않으나 길이는 매우 영향이 컸다. 본 연구를 통해 경험적으로 알았던 시험 조건의 영향을 정량적으로 명확히 파악했으며 시험 운용에 적용할 수 있었다.

Key Words: TPTF(터보펌프 실매질시험설비), Liquid Rocket Engine(액체로켓엔진), Alcohol Burner(알코올버너), KSLV-II(한국형발사체)

Received 20 January 2017 / Revised 24 April 2017 / Accepted 29 April 2017
Copyright ⓒ The Korean Society of Propulsion Engineers
pISSN 1226-6027 / eISSN 2288-4548

1. 서 론

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.



(a) Schematic of Engine System (b) Schematic of TPTF

Fig. 1 75 tonf engine pneumatic scheme.

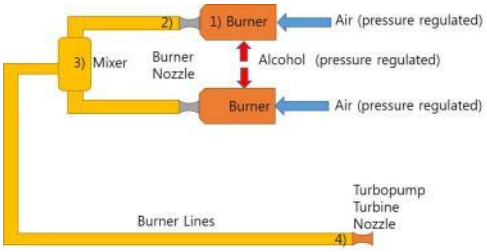


Fig. 2 Alcohol burner system schematic at TPTF.

한국형발사체 개발을 위해 나로우주센터에는 여러 시험설비들이 구축되었으며, 그 중 터보펌프 실매질시험설비(이하 TPTF, Turbopump Real Propellant Test Facility)는 터보펌프 조립체에 대한 실매질 시험을 위해 구축되었으며, 7톤 터보펌프, 75톤 터보펌프, 7톤 엔진 파워팩 시험이 수행되어 왔다[1-3]. 발사체 터보펌프는 Fig. 1(a)와 같이 액체산소와 케로신을 가압시켜 연소기로 공급하는 역할을 한다. 터보펌프의 터빈의 구동력은 연소기로 공급되는 케로신과 액체산소의 일부를 연료 과농한 상태로 가스발생기에서 연소시킨 가스를 이용한다. 다만 엔진 시동 시에는 가스발생기에 의한 구동력이 없으므로 파이로 시동기가 사용된다.

TPTF는 엔진의 실매질인 액체산소와 케로신을 이용한 시험이 목적이지만 가스발생기는 사용하지 않는다. Fig. 1(b)와 같이 가스발생기를 대신하여 소량의 알코올을 연소시킨 고온 가스를 이용한다[4]. 알코올버너는 가스발생기보다 불순물이 없는 깨끗한 고온 가스를 생산하므로 반복적인 시험에도 수트(soot) 적층에 의한 터빈의 상태 변화를 우려할 필요가 없다. 또한 알코올버너 가스를 이용해 터빈을 구동시키므로 시동기가 필요 없다는 장점이 있다.

시험설비에 적용된 알코올버너는 7톤급과 75톤급이 있으며 안정적으로 작동하였다. 75톤 터보펌프 시험의 경우 알코올버너 1개의 유량이 부족하여 Fig. 2와 같이 2개를 병렬로 연결하여 사용한다. 버너 출구에는 냉각 노즐이 장착되어 유동을 일차 질식시킨 후 터빈에 공급한다. 터빈 입구도 노즐이 있으므로 알코올버너 가스는 전형적인 이중 질식의 유동이다.

알코올버너는 시험의 안전을 위해 터보펌프 장착 장소와 격벽으로 분리된 방에 설치되었고, 매우 긴 배관을 통과한 후에 터빈 입구에 도달하는데, 그 길이가 20 m 정도로 매우 길다. 따라서 터빈 입구의 가스 상태는 버너에서 생성된 고온 가스와 다르며 공급 배관 효과를 고려하여야 터빈 입구 특성을 정확히 파악할 수 있다. Fig. 3과 4의 실제 시험결과를 보면 설계점 시험에도 불구하고 회전수가 일정하지 않고 서서히 상승하는 것이 보인다.

비록 회전수 증가가 시험 목적은 아니지만 터

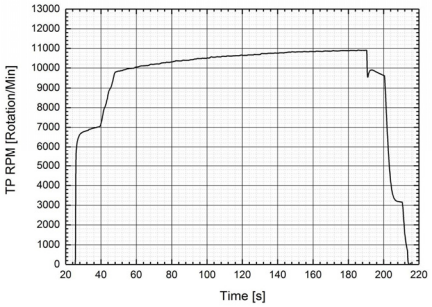


Fig. 3 Typical RPM history at a TPTF test[2].

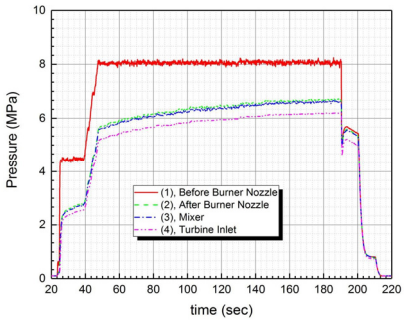


Fig. 4 Typical pressure histories of burner lines at a TPTF test[2].

빈 입구 유동을 잘 분석한다면 한 번의 구동에서 저회전수와 고회전수 시험을 동시에 수행할 수 있다는 장점이 될 수도 있다. 본 연구는 실제 시험에서 나타난 회전수 변화의 원인을 파악하고, 알코올버너와 터빈 공급 배관의 열유동을 분석하는 데 있다. 계산 결과를 활용하면 터빈 공급 가스의 열물성치를 정량적, 정성적으로 예측할 수 있으며 다양한 시험 조건을 사전에 계획하여 실제 시험에 활용할 수 있다.

2. 버너, 공급 배관 모델링

알코올버너 시스템은 7톤급과 75톤급이 있으나 본 연구에서는 유량이 많고 복잡한 75톤급을 대상으로 한다. 알코올버너 시스템에는 알코올 공급과 고압공기 공급을 위한 장치들이 있으며 고압공기와 알코올은 안전한 연소를 위하여 여

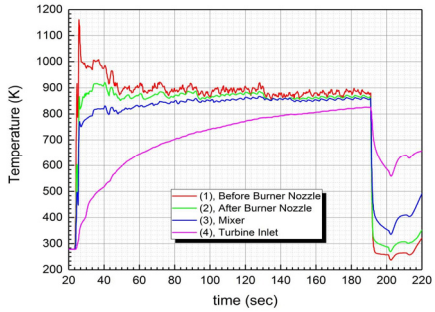


Fig. 5 Typical temperature histories of burner lines at a TPTF test[2].

러 단계의 압력 상승을 거쳐서 정격 조건으로 공급된다. 정격 단계는 터보펌프의 설계점 운전을 목표로 사전 운전에 의해 결정된 공급 조건이다. 그러나 앞서 언급하였듯이 천이 현상은 회전수뿐만이 아니라 Fig. 4와 5에서 보듯이 고온 가스 공급 배관에도 나타난다.

Fig. 4의 공급 배관의 압력을 보면, 버너 내부에서 압력이 일정하여 정상적인 버너 작동이 확인되지만 배관 압력은 회전수 변화와 비슷하게 상승하였다. 다만 버너 노즐 출구와 혼합기의 압력은 거의 일치하지만 터빈 입구와는 일정한 압력 차이를 보였다. Fig. 5의 가스 온도를 보면 정격 단계에서 버너 노즐 입출구는 일정한 온도 차이의 정상 상태를 보이나, 혼합기 온도는 상승하다가 120초 후에 정상상태에 도달한다. 반면 터빈 입구의 가스 온도는 상온에서 시작하여 계속 상승하지만 정상 상태에 도달하지 못하였다. 따라서 배관의 가스 상태 변화를 분석하는 것이 터보펌프 시험 조건을 설정하는 데 상당히 중요하다는 것을 알 수 있다.

TPTF에서 터보펌프는 알코올 연소 가스의 공급에서 시작하므로 해석의 순서는 구동 순서와 동일하게 (1) 알코올버너의 연소, (2) 터빈으로의 고온 가스 공급, (3) 터보펌프 작동 예측의 순서이다. 버너 유동은 노즐목에서 1차 질식되어 공급되므로 배관이나 터보펌프의 운전과 무관하게 해석될 수 있다. 마찬가지로 배관 유동은 터빈 노즐에서 2차 질식되므로 터보펌프 운전과 독립적인 해석이 가능하다. 따라서 TPTF에서 터보펌

프 구동은 버너 연소 현상과 배관 유동 그리고 터보펌프 운동이 각각 순차적으로 해석하면 된다.

알코올버너 연소를 위해서 고압 공기의 공급, 알코올 공급 유량이 계산되어야 하며, 연소 해석이 뒤따른다. 연소기 내부의 온도와 압력은 버너 형상과 공급 유량에 의해 결정된다. 버너 출구에는 질식 노즐이 있기 때문에 터빈에 공급되는 유량은 버너 노즐 형상에 의해 결정된다. 버너의 고온 가스는 노즐목 이후 팽창과정과 충격파 압축을 거쳐서 배관에서 열전달(냉각)이 된 후 정체 온도가 감소되어 터빈에 공급된다. 가스는 터빈 입구에서 노즐에 의해서 다시 질식되고 압력이 결정된다. 터보펌프의 구동은 터빈과 산화제 펌프, 연료 펌프의 수두식, 효율식 등으로 계산된다. 다음 절에서 각각의 모델링과 검증을 수행하겠다.

3. 수치 모델링

3.1 알코올버너 모델링

TPTF의 알코올버너에서 산화제인 공기는 벤츄리 노즐이 적용되어 유량이 일정하지만 알코올 공급은 버너 압력과 공급 압력의 차이에 의해서 결정된다. 버너는 가스발생기와 같은 엔탈피를 얻고자 하는 목적으로 질유량은 대량의 공기 공급을 통하고, 미량의 알코올을 연소시켜 온도를 높여 엔탈피를 맞춘다. 미량의 알코올만 사용하기 때문에 이론 혼합비가 높은 산화제 과잉 연소과정으로, 고압으로 연소시켜 질식 노즐로 팽창시킨다는 점에서 로켓 노즐 유동과 같다. 따라서 알코올버너 유동은 로켓 노즐 해석에 적용되는 화학 평형 코드, CEA[5]를 이용할 수 있다. 또한 버너의 길이가 충분히 길기 때문에 CEA의 화학 평형 가정이 적절할 것으로 예상한다.

알코올 연소기는 유량 균형식, 알코올 유량 차압식, CEA, 노즐목 관계식을 만족시켜야 한다.

$$\dot{m}_{burner} = \dot{m}_{alc} + \dot{m}_{air} \tag{1}$$

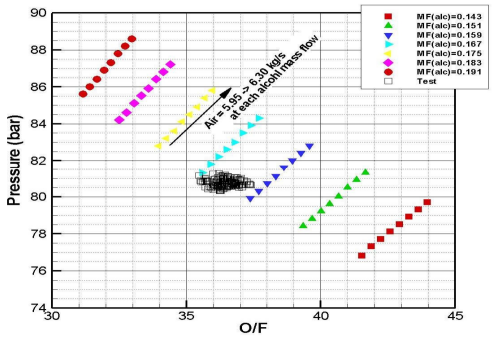


Fig. 6 Burner pressure as CEA O/F ratio, compared with the test.

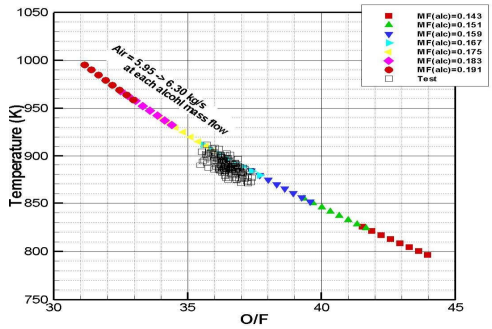


Fig. 7 Burner temperature as CEA O/F ratio, compared with the test.

$$\dot{m}_{alc} = \frac{\rho K_v}{3600}\sqrt{\frac{\Delta P}{SG}} \tag{2}$$

$$T_{burner} = CEA(\dot{m}_{alc}, \dot{m}_{air}, P_{burner}) \tag{3}$$

$$\dot{m}_{burner} = K\frac{P_{burner}}{\sqrt{T_{burner}}}A^*_{burner}$$
$$K = \frac{\sqrt{2c_P}}{R}\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}\sqrt{\frac{\gamma-1}{\gamma+1}} \tag{4}$$

여기에서 $\dot{m}_{alc}$, $\dot{m}_{air}$, $\dot{m}_{burner}$는 각각 알코올, 공기, 및 버너 유량, P_{alc}은 알코올 공급 압력, P_{burner} T_{burner}는 버너 압력과 온도, K_v는 알코올 공급 라인의 유량 계수, SG는 specific gravity, A^*_{burner}는 버너 노즐목 면적을 의미한다. 계산에 필요한 비열비, 기체 상수는 CEA로 부터 구할 수 있다. Eq. 1에서 4는 반복법으로 쉽게 계산되고, 최종적으로 버너의 노즐목 면적과 알코올 공급압력

과 공기의 공급 유량이 결정되면 버너의 유량과 온도, 압력이 계산된다.

모델링의 정확성을 검토하기 위하여 공기와 알코올이 일정하게 공급되는 정속 구간인 Fig. 3의 50초에서 190초까지 온도와 압력, 유량을 CEA 계산과 비교하였다. 시험에서 측정한 알코올 유량은 0.16-0.17 kg/s, 공기 유량은 5.9 kg/s에서 6.0 kg/s까지 나타났다. CEA 계산은 알코올과 공기의 유량을 변화시키며 버너 압력과 온도를 구했으며 O/F 비율에 따라 표기하였다. 계산에서 알코올 유량은 0.143 kg/s에서 0.191 kg/s까지, 공기 유량은 5.95 kg/s에서 6.3 kg/s까지 변화시켜 O/F는 31에서 44까지 분포시켰다. 이는 시험 대비 알코올 유량은 시험 대비 88%에서 117%까지, 공기는 99%에서 105%에 해당한다.

Fig. 6과 7의 해석 결과를 보면 알코올 유량 0.163 kg/s, 공기 유량 5.98 kg/s에서 시험 결과와 일치하였다. 계산결과를 보면 원하는 압력과 온도에 대하여 알코올 유량과 공기 유량을 미리 알 수 있기 때문에 다양한 시험 조건에 대해 대응할 수 있다. 예를 들어 공기 유량은 고정한 채, 알코올 유량을 0.159 kg/s에서 0.175 kg/s로 증가시키면 버너 압력은 약 8.0 MPa에서 8.3 MPa로 증가되고 온도는 880 K에서 940 K로 증가시킬 수 있다.

3.2 공급 배관 유동 모델링

알코올버너에서 생산된 고온 가스는 공급 배관을 통해 터빈으로 공급되는 데, 버너에서 질식된 가스가 터빈 입구에서 다시 질식되는 이중 질식 유동으로 방정식이 매우 간단해 진다. 버너 유량과 터빈 입구 유량이 같으므로 만약 정압비열과 비열비가 일정하다고 가정하면 Eq. 5가 성립한다.

$$\dot{m} = K\frac{P_{burner}}{\sqrt{T_{burner}}}A^*_{burner} = K\frac{P_{tbin}}{\sqrt{T_{tbin}}}A^*_{tbin} \quad (5)$$

Eq. 5에서 Fig. 2와 같이 버너 노즐의 입구 상태를 (burner)로, 터빈 노즐 입구 상태를 (tbin)로 표시한다. 압력과 온도는 각각 정체압력과 정체

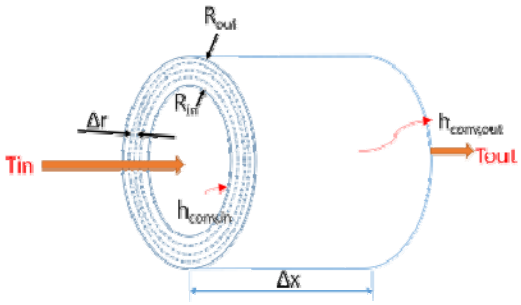


Fig. 8 Pipe discretization scheme.

온도이지만 유동 속도가 크지 않기 때문에 정온도와 정압력으로 표시할 수 있다. 비례계수 K는 Eq. 4와 같다.

배관 내에서 압력 손실은 버너 노즐 팽창부의 충격파와 배관 마찰 손실 등 많은 요인이 있지만 결정적으로 유량 조건을 맞추기 위한 터빈 입구의 질식 조건으로 결정된다. 온도 손실은 수직 충격파에도 정체온도가 보존되므로 주로 배관 열전달에서 결정된다. 특히 본 연구와 같이 가스와 배관의 온도차이가 크고 짧은 시간의 유동 특성을 알아야 한다면 배관 온도의 천이 현상을 해석하여야 한다. 배관 열전달을 계산하여 터빈 입구의 온도를 알면 Eq. 5에 의해 입구 압력이 계산되고, 터보펌프 운전을 계산할 수 있다. 결국 운동량 방정식 없이 에너지 방정식과 유량 관계식으로 터빈 입구의 온도와 압력을 결정 지을 수 있다.

75톤 터보펌프 구동용 알코올버너는 Fig. 2와 같이 2개가 있으며 유동은 혼합기에서 합쳐져 터빈으로 공급된다. 혼합기에서 터빈까지는 직관과 곡관이 섞여 있지만 내경과 외경은 일정하다. 해석을 위해 (1) 배관 직경에 비하여 배관 길이가 충분히 길기 때문에 배관 유동은 일차원 유동으로 가정, (2) 배관의 길이 방향 열전달은 무시, (3) 곡관의 영향은 무시, (4) 마찰 영향은 무시 하였다.

열유동은 Fig. 8과 같이 배관을 Δx만큼 차분하여 입구 온도 T_{in}와 출구 온도 T_{out}이라 가정하고 열손실량을 Q_{loss}라하면 열손실은 입구와 출구의 엔탈피 H의 차이로 나타난다.

$$Q_{loss} = \dot{m}(H_i - H_{out}) = \dot{m}c_p(T_i - T_{out}) \quad (6)$$

위 식에는 압력항이 포함되지 않으므로 터빈 입구 압력 없이 배관 열손실을 계산할 수 있다. 압력은 대류 열전달 계수에 내재적으로 포함된다. 또한 차분 길이 Δx도 대류 열전달 계산에 포함되며 차분 간격이 작을수록 입출구 온도차이가 작기 때문에 열전달 오차를 줄일 수 있다. 본 계산에서는 약 100개로 차분하였다. 열손실은 배관으로의 열전달량이므로 대류 열전달이다.

$$\dot{m}c_p(T_i - T_{out}) = h_{conv}A_{surf}(T_{gas} - T_{wall}) \quad (7)$$

여기에서 $A_{surf} = 2\pi R_{in}\Delta x$이고 배관 전체를 적분하면 터빈 입구의 온도를 계산할 수 있다.

$$\dot{m}c_p(T_i - T_{tbin}) = \sum_{\Delta x} h_{conv}2\pi R_i \Delta x(T_{gas} - T_{wall}) \quad (8)$$

3.3 배관 열전달

배관 열전달 해석을 위해서 원통 좌표계에 대한 간단한 열전달 해석 프로그램을 개발했다. 버너라인 유동의 대류 열전달 계수는 표면 거칠기가 고려된 Ginelinski 교정식에서 레이놀즈수 Re_D와 프란틀 수 Pr를 이용하여 누셀수 N_D를 구한 다음 대류 열전달 계수 h_{conv}를 계산하였다[6].

$$N_D = \frac{f/8(Re_D - 1000)\mathrm{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (9)$$

여기에서 f는 Darcy friction factor로서 Petukhov의 교정식으로 구한다[6]. 온도에 따른 열물성 변화는 대부분 공기라 가정하여, 점성계수 μ_{air}는 Surtherland's law를, 열전도 계수 κ_{air}는 순수 공기의 식을 이용하였다. 따라서 레이놀즈수는 온도와 유량만의 함수로 표현 가능하고 점성계수의 변화가 크지 않으므로 초기 시동 구간을 제외하면 일정하게 유지된다.

원통 좌표계에서 전도 열전달 지배 방정식은 다음과 같다.

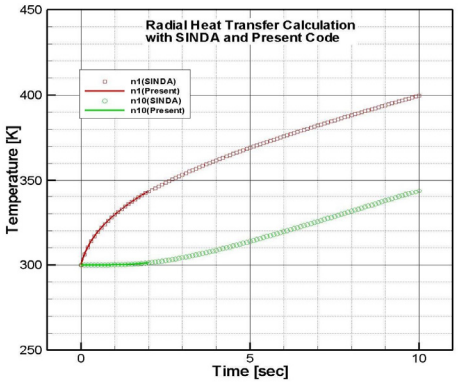


Fig. 9 Cylinder heat transfer calculation with convection boundary condition.

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(rk\frac{\partial T}{\partial r}\right) \quad (10)$$

$$-k\frac{\partial T}{\partial r} = h_{conv}T \quad \text{at boundary} \quad (11)$$

실린더 열전도는 이론해가 있지만, 대류 열전달 경계 조건을 위해 지배 방정식을 Fig. 8과 같이 차분하여 수치적으로 계산하였다. Eq. 10을 반경방향으로 Δr로 차분하여 전개하면

$$\rho c_p \frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{1}{r_i \Delta r^2}(k_{i+1/2}r_{i+1/2}(T_{i+1} - T_i) - k_{i-1/2}r_{i-1/2}(T_i - T_{i-1})) \quad (12)$$

이 된다. 대류 열전달 경계 조건을 적용하면 Eq. 12는 전도항 중 하나가 대류항으로 표현된다.

$$\rho c_p \frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{1}{r_i \Delta r^2}(k_{i+1/2}r_{i+1/2}(T_{i+1} - T_i) - h_{conv}r_{i-1/2}(T_i - T_{flow})) \quad (13)$$

Eq. 13은 내부의 대류 열전달이지만, 외부 대류도 동일한 과정을 거치면 된다.

유도된 차분식을 검증하기 위해 상용의 SINDA/FLUINT[7]를 같은 문제에 적용하여 비교하였다. 배관은 초기 온도 300 K, 내부 유동은 900 K로 가정하였으며 반경 방향을 10개의 노드로 분할하였다. Fig. 9에서 차분식을 적용한 해

석과 SINDA/FLUINT는 외피와 내피 온도에서 동일한 결과를 보였다.

3.4 터보펌프 운전 예측

터보펌프는 외부에서 공급된 가스에 의해 터빈이 구동되고, 구동력이 산화제 펌프와 연료 펌프를 운전하면서 시작된다. 외부에서 공급된 구동 가스는 가용한 에너지 중 일부가 터빈의 구동력으로 전환되고 이는 터빈 효율 η_T로 표시된다. 펌프에 전달된 구동력 중 일부가 매질을 가압시키는데 사용되고 그 비율은 펌프 효율 η_P로 표시한다. 실제 펌프가 가압하는 동력은 수두 H로 표시된다. 펌프의 수두와 효율 그리고 터빈 효율은 다음과 같이 표시한다.

$$\frac{H}{n^2} = A\left(\frac{Q}{n}\right)^2 + B\left(\frac{Q}{n}\right) + C \tag{14}$$

$$\eta_P = D\left(\frac{Q}{n}\right)^2 + E\left(\frac{Q}{n}\right) + F \tag{15}$$

$$\eta_T = f\left(\frac{u}{c_{ad}}\right),\ \frac{c_{ad}^2}{2} = \frac{\gamma R T_0}{\gamma - 1}\left(1 - \pi^{(1-\gamma)/\gamma}\right),\ \pi = \frac{P_i}{P_{out}} \tag{16}$$

여기에서 Q는 체적유량 이고, n은 회전수, u는 터빈 끝단속도, c_{ad}는 단열팽창 속도를 의미한다. 또한 효율 및 수두 계산에 필요한 계수들은 각 단품 시험에서 이미 구해지므로 Eq. 14에서 Eq. 16을 풀면 터보펌프 운전값을 예측할 수 있다. 터보펌프 특성계수들은 참고문헌[8]에서 찾을 수 있다. 터보펌프 회전수는 터빈 동력과 펌프 동력이 균형을 이루는 평형식으로 계산하였다.

4. 해석 결과 분석

4.1 해석 모델의 시험 결과 비교

TPTF는 75톤 터보펌프를 시험하기 위해 알코올버너 2개를 사용하고 고온 가스는 혼합기에서 합해져 터빈으로 공급된다. 그러나 해석을 간단히 하기 위해 혼합기의 혼합과정 대신 버너 노즐 출구에서 곧바로 터빈 노즐까지 연결된다고 가정하였다. 버너 노즐에서 혼합기까지 길이가 약 2 m로 정확성에 영향을 미치지 않을 것이다. 시험시간이 불과 200초 미만에 불과하기 때문에 비정상 열전달 해석을 하였으며 배관 외부는 단열조건을 적용하였다. 터빈 노즐은 단일 노즐이 아니라 여러 개의 노즐이 원형으로 배열되어 있는데, 본 연구에서는 단면적만 같게 하나의 노즐로 간주하였다. 다만 단면적은 실제 터빈 노즐 단면적을 합한 값보다 약 3.2% 정도 작게 계산하여 경계층 효과를 고려하였다.

시험에서 시험 시작 50초까지 버너 화염을 안정화시키기 위해 압력을 단계적으로 높여갔으며 50초 이후에 정상상태로 버너에서 공급되었다. 해석을 위해 공기와 알코올 공급은 시험에서 취득한 데이터를 평균하여 사용하였다. 연료 및 공기 배관 유동을 해석하는 방법도 있지만 본 연

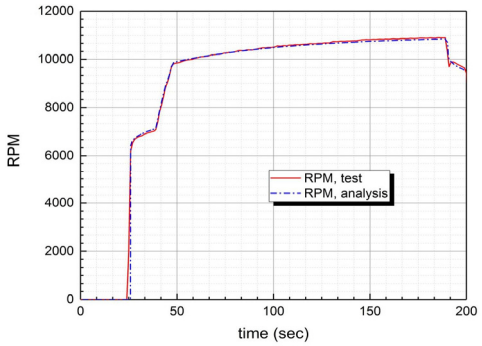


Fig. 10 Calculated RPM compared with test result.

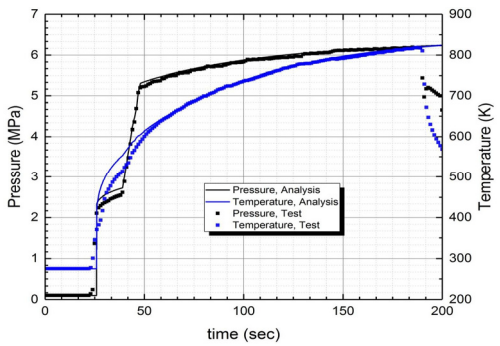


Fig. 11 Calculated pressure and temperature compared with test result.

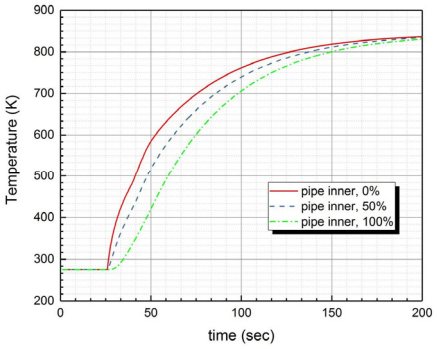


Fig. 12 Calculated inner surface temperature of the pipe.

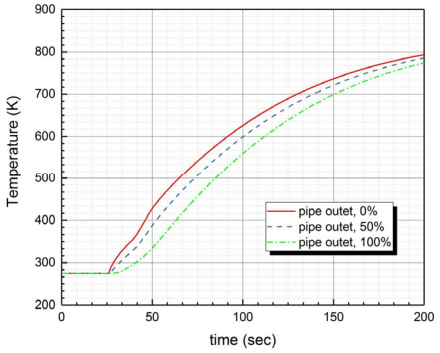


Fig. 13 Calculated outer surface temperature of the pipe.

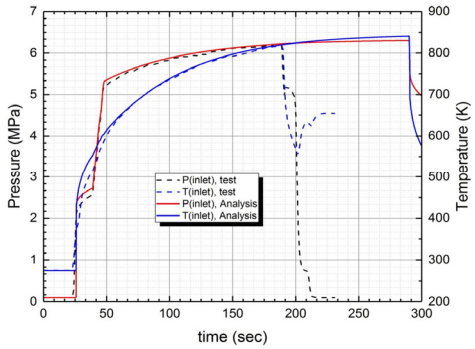


Fig. 14 Turbine inlet pressure and Temperature as the operation time is increased.

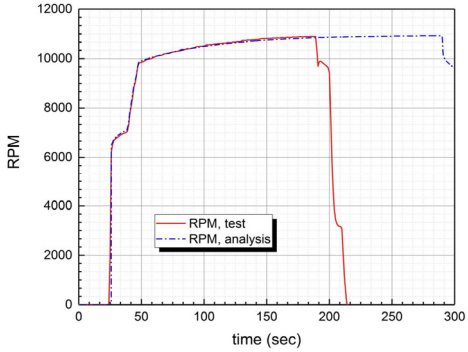


Fig. 15 RPM history at increased operation time compared with test result.

구의 목적이 버너와 버너 이후의 터빈 공급 배관 분석에 있으므로 이를 생략하였다. 해석 결과는 Fig. 10에 회전수를, Fig. 11에 온도와 압력을 비교하였다. 시험 전 구간에 걸쳐 온도와 압력 그리고 회전수가 시험 데이터와 잘 일치하였다. 시험에서는 공기 및 알코올 공급 압력이 설비 특성 상 약간의 섭동이 발생하나 회전수로 나타나지 않는다.

공급 배관의 열전달 변화는 Fig. 12와 13에 배관 내피와 외피의 온도 변화를 보면 알 수 있다. 내피 온도는 배관 입구에서 급격히 상승하고 터빈 입구 쪽에서 서서히 상승하나 시험 종료 시점에서는 배관의 위치와 상관없이 거의 일치한다. 반면 배관 외피는 온도차이가 줄어들지만 차이가 존재한다. 이는 배관의 열전달이 상당히 진행되었지만 아직 포화되지 않은 것을 의미하며 터빈입구의 가스 온도가 더 상승할 것이라는 의미이다. 결국 시험 시간 동안 회전속도가 일정한 구간이 나타날 수 없다는 의미이다.

4.2 운전 환경에 따른 터보펌프 거동 예측

4.2.1 운전시간 증가에 따른 특성 변화

개발된 해석 코드가 시험 결과와 잘 일치하기 때문에 시험 설비의 구성 요소 및 시험 환경을 변화시켜 영향을 확인하였다. 우선 동일한 조건에서 시험 종료 시간을 100초 증가시켜 해석하였다. Fig. 14와 15를 보면 터빈 입구의 온도와 압력 상승이 상당히 둔화되고 회전수 증가도 시험 시작 시에 비하여 매우 작은 편이다. 이는 앞 절에서 확인하였듯이 200초를 지나면 배관으로의 열전달이 이미 상당히 진행되어 배관 열손실 영향이 크지 않은 효과이다.

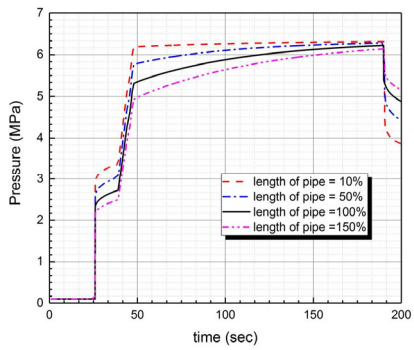


Fig. 16 Turbine inlet pressure as different pipe length from alcohol burner.

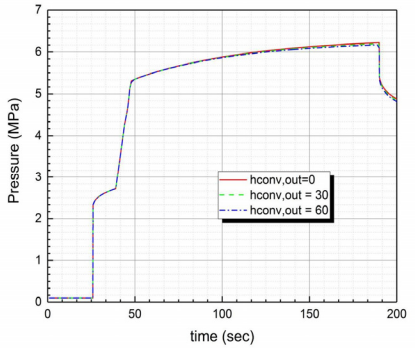


Fig. 18 Turbine inlet pressure as different external heat transfer coefficient.

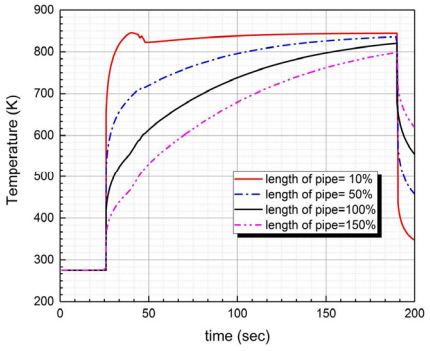


Fig. 17 Turbine inlet temperature as different pipe length from alcohol burner.

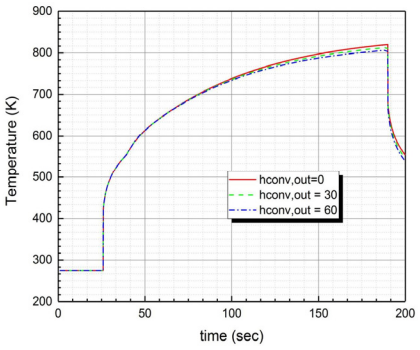


Fig. 19 Turbine inlet temperature as different external heat transfer coefficient.

4.2.2 배관 길이의 영향 분석

시험설비에서 공급 배관 길이의 영향을 확인하고자 원래 길이의 10%에서 150%까지 변화시키며 온도와 압력 변화를 확인하였다. Fig. 16과 17에서 길이가 10%일 경우 압력은 바로 정상 상태가 되며 온도도 동일하다. 그러나 길이가 50%부터는 정상상태 없이 온도와 압력이 지속적으로 상승한다. 배관이 짧을 경우 고온 가스로부터 배관으로의 전체 열전달이 크지 않아 배관 온도가 쉽게 포화상태에 도달하기 때문이다. 따라서 정상상태의 시험을 위해서는 공급 배관 길이를 최대한 줄이는 것이 좋다고 판단된다.

4.2.3 배관 단열 효과 분석

고온 공급 배관의 단열 효과를 파악하기 위해서 외피 열전달 영향을 분석하였다. 외기 온도는 300 K로 고정하고 외부 열전달 계수를 0에서 60 $W/(m^2K)$까지 변화시켜가며 터빈 입구의 온도를 계산하였다. 보통 자연대류에서 열전달 계수가 크지 않기 때문에 적절한 범위라 판단된다. Fig. 18과 19에서 터빈 입구 압력의 차이는 거의 없는 반면 온도는 시험 종료시점에서 최대 14 K까지 변화가 감지된다. 그러나 압력의 변화가 없는 상태에서 이 정도의 온도 변화는 터보펌프 운전에 미치는 영향이 크지 않아 단열 효과는 미미한 것으로 판단된다. 다만 시험 시간이 길어지면서 온도 차이가 커질 것이므로 외부 열전달의 영향을 고려할 필요가 있다.

4.2.4 배관 열용량 변화 비교

배관 열전달은 Eq. 10과 같이 배관의 열용량 ρc_P에 직접적인 영향을 받으므로 배관 두께와

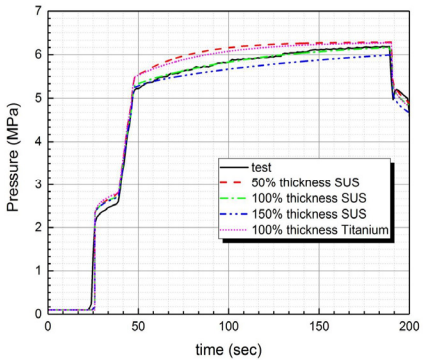


Fig. 20 Turbine inlet pressure as different thickness and material.

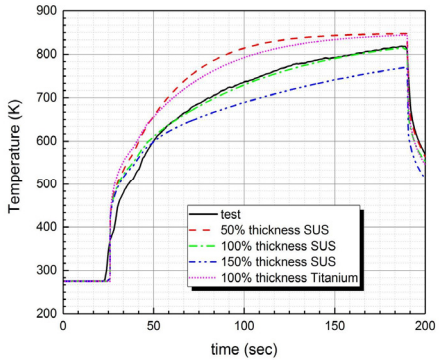


Fig. 21 Turbine inlet temperature as different thickness and material.

재질을 변화시켜 영향을 분석하였다. 배관 두께를 설계 두께의 50%, 100%, 150%로 변화시켰으며 고온 고압에 특성이 좋은 티타늄을 고려하였다. Fig. 20과 21은 배관의 두께가 각각, 50%, 100%, 150% 인 경우와 티타늄 배관인 경우를 해석한 결과이다. 티타늄은 비열이 스테인리스와 비슷한 반면 밀도는 약 56%에 불과하여 열용량이 작다.

Fig. 20과 21에서 두께가 50%인 스테인리스나 티타늄은 터빈 입구에서 압력과 온도가 거의 변하지 않는 포화상태에 쉽게 도달한다. 반면 두께가 150%인 경우에는 매우 느리게 진행되었다. 따라서 배관 길이와 마찬가지로 배관의 열용량은 시험 조건을 결정짓는 데 매우 중요한 인자임이 확인된다.

5. 결 론

터보펌프 실매질 시험설비에서 터빈 구동을 위해 사용되는 알코올버너와 터빈 공급 배관 유동을 일차원 모델링 후 수치적으로 시스템을 해석하고 터보펌프 구동을 계산하였다. 개발된 모델을 시험 조건에 대입하여 계산한 결과 터빈 입구의 온도와 압력 등이 시험 결과와 잘 일치하였으며 터보펌프의 회전수도 차이가 없었다. 본 연구를 통하여 고온 가스와 배관의 열전달 때문에 온도와 압력이 정상상태를 유지하지 못하고 회전수가 지속적으로 변할 수밖에 없다는 것을 확인하였다. 또한 시험 시간을 50% 증가시켜도 정상상태는 도달하지 못하였다.

시험설비의 조건을 변화시켜 계산하면 시험 시간을 늘려도 완벽한 정상 상태는 모사할 수 없으며 오히려 공급 배관 길이를 줄일 경우 정상상태의 유지가 가능하다는 것을 확인하였다. 공급 배관의 단열은 시험 종료 시점에서 공급 온도를 약간 상승시키지만 공급 압력에는 영향을 주지 않아 큰 효과는 없다. 본 연구를 통해 운전 변수들의 효과를 명확히 확인할 수 있었으며, 막연히 경험적으로 예상했던 영향을 확인할 수 있었다. 이는 시험 계획 및 결과 예측 등에서 긍정적인 효과를 보일 것이다.

References

1. Kim, J.S., Han, Y.M. and Ko, Y., “Construction and validation test of turbopump real propellant test facility,” *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 19, No. 4, pp. 85-93, 2015.
2. Kim, S.L., “TPTF-TR-TS1-06-08-150620- EDM1 TEST Report,” L2-TR-00333, KARI KSLV-II, Republic of Korea, 2015.
3. Kim, S.L. et al., “Performance test of turbopump assembly for 75 ton liquid

rocket engine with real fluids on TPTF(Turbopump Test Facility) at naro space center," *2015 SASE Spring Conference*, Jeju, Republic of Korea, Mar. 2015.
4. Kim, J.S., Han, Y.M. and Ko, Y., "Development test of alcohol burner for turbopump real-propellant test facility," *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 18, No. 5, pp. 79-84, 2014.
5. Gordon, S. and McBride, B.J., "Computer program for calculation of complex chemical equilibrium composition and application," NASA RP-1311, 1994.
6. Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7 ed.*, John Wiley & Sons Inc., New York, N.Y., U.S.A., 2011.
7. Cullimore and Ring Technology, *SINDA/FLUINT V4.8 Manual*, Littleton, C.O., U.S.A., 2006.
8. Bae, J.H., "Operation Manual of 75tonf Turbopump DM#1," 2-PC-00012 (Rev.A), KARI KSLV-II, Republic of Korea, 2014.