액체로켓용 터빈시스템 설계

최창호*, 김진한**, 양수석***, 이대성****

Design of a Turbine System for Liquid Rocket Engines

Chang-Ho Choi*, Jin-Han Kim**, Soo-Seok Yang***, Dae-Sung Lee****

Abstract

The turbine system composed of a nozzle and a rotor is used to drive turbopumps while gas passes through the nozzle, potential energy is converted to kinematic energy, which forces the rotor blades to spin. In this study, an aerodynamic design of a turbine system is investigated using compressible fluid dynamic theories with some pre-determined design requirements (i.e., pressure ratio, rotational speed, required power etc.) obtained from a liquid rocket engine (L.R.E.) system design. For simplicity of a turbine system, impulse-type rotor blades for open type L.R.E. have been chosen. Usually, the open-type turbine system requires low mass flow rate compared to the close-type system. In this study, a partial admission nozzle is adopted to maximize the efficiency of the open-type turbine system. A design methodology of the a turbine system has been introduced. Especially, a partial admission nozzle has been designed by means of simple empirical correlations between efficiency and configuration of the nozzle. Finally, a turbine system design for a 10 ton thrust level of L.R.E is presented.

초 록

액체로켓용 터보펌프시스템의 주요한 구성품의 하나로서 고압 터보펌프의 구동에 사용되는 터빈시스템 설계에 대한 연구가 수행되었다. 터빈시스템은 가스발생기에서 발생된 고온/고압의 연소가스의 운동에너지를 펌프를 구동시킬 수 있는 기계적 에너지로 전환하는데, 노즐을 통해 연소가스의 운동 에너지를 증가시켜 펌프와 동일 축으로 연결된 동익을 회전시킨다. 액체로켓엔진의 시스템설계의 결과로 주어지는 압력비, 일량, 입구온도, 입구압력 등의 요구조건하에, 이를 만족시키는 터빈 시스템(노즐 및 동익)의 설계연구가 수행되었다. 터빈시스템은 입/출구 압력비에 따라서 개방형(Open Type)과 밀폐형(Closed Type)으로 나눌 수 있는데, 개방형의 경우 높은 압력비와 소량의 유량을 필요로 하며 충격형(Impulse Type)의 동익이 사용되며, 낮은 압력비와 다량의 유량을 필요로 하는 밀폐형의 경우 반동형(Reaction Type)의 동익이 사용된다. 시스템의 단순화 및 효율화를 위해서 본 연구에서는 개방형 터빈시스템이 채택되었으며, 특히 개방형 터빈의 특징인 소량의 유량이 터빈을 구동하므로 효율을 증가시키기 위해서 부분분사노즐(Partial Admission Nozzle)이 채택되었으며, 이의 효율에 미치는 영향이 연구되었다. 공기역학적 이론과 실험에 근거한 이론이 사용되었으며, 차후에 항공우주연구원에서 터빈 상사시험을 통하여 본 연구에 적용된 설계를 검증하고자 한다.

키워드 : 터보펌프(turbopump), 터빈(turbine), 노즐(nozzle), 부분분사노즐(partial admission nozzle)

* 터보기계연구그룹/ cch@kari.re.kr
** 터보기계연구그룹/ jhkim@kari.re.kr
*** 터보기계연구그룹/ ssyang@kari.re.kr
**** 추진기관연구부/ dslee@kari.re.kr

1. 서 론

액체로켓은 액체 연료와 산화제를 연소시켜 분사시킴으로써 추진력을 얻는다. 고출력을 얻기 위해서는 액체 연료와 산화제를 연소하기 전에 가압시켜야 하는데, 이에는 크게 두 가지 방식이 있다. 즉, 고압의 연료를 탱크에 직접 저장하는 고압탱크 식과 저압으로 탱크 내에 저장된 연료를 터보펌프로 가압시키는 터보펌프 식이 있다. 고압탱크 방식은 구조가 간단한 장점이 있지만, 고압을 지탱하기 위하여 탱크의 벽 두께가 두꺼워져야 하므로 엔진의 비추력이 낮아지는 단점이 있다. 반면, 터보펌프 방식은 고속으로 회전하는 터보펌프에서 진동, 캐비테이션 등의 문제가 생기므로 고도의 기술을 필요로 하지만, 엔진의 크기가 작고 비추력을 크게 할 수 있는 장점이 있다. 터빈시스템은 이러한 액체로켓용 터보펌프시스템의 주요한 구성품의 하나로서 터보펌프의 구동에 사용된다. 그림 1은 터보펌프를 적용한 액체로켓엔진의 개요도를 간략하게 나타낸다.

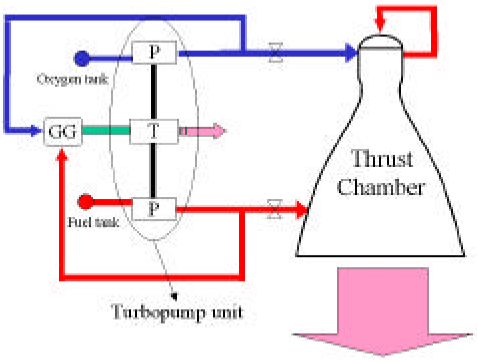

그림 1. Schematic diagram of a liquid rocket engine system
(P=pump, T=turbine, GG=gasgenerator)

터빈시스템은 노즐과 동익으로 구성되어 있으며, 가스발생기 (gas generator)에서 발생된 고온/고압의 연소 가스의 운동에너지를 펌프구동을 위한 기계적 에너지로 전환하는데, 노즐을 통해 연소가스의 내부에너지를 운동에너지로 전환시켜 펌프와 축으로 연결된 동익을 회전시킨다. 터빈시스템은 입/출구 압력비에 따라서 개방형과 밀폐형으로 나눌 수 있는데, 개방형의 경우, 높은 압력비(=10 20)와 소량의 유량에 적용되며, 주로 간단한 2차원적인 형상의 충격형(impulse type) 동익이 사용된다. 낮은 압력비(=1.4 2.4)와 다량의 유량에 쓰이는 밀폐형의 경우, 주로 복잡한 3차원적인 형상의 반동형(reaction type) 동익이 사용된다.

본 연구에서는 터빈시스템의 공력설계이론에 대한 연구가 이루어졌으며, 로켓엔진시스템 설계의 결과로 주어지는 압력비, 회전속도, 일량, 입구온도, 입구압력 등의 요구조건하에 이를 만족시키는 터빈시스템 설계가 수행되었다. 시스템의 단순화 및 효율화를 위해서 개방형 터빈시스템을 채택하였다. 개방형 터빈의 특징인 소량의 유량이 터빈을 구동하므로, 확산에 의한 효율감소를 방지하기 위하여 부분분사노즐(partial admission nozzle)을 채택하였으며, 이의 효율에 미치는 영향도 고찰하였다. 공기역학이론과 이에 대한 보완으로 실험에 근거한 이론이 사용되었으며, 차후에 항공우주연구원에서 터빈상사성능시험을 통하여 본 연구에 적용된 설계방법을 검증하고자 한다.

2. 본 론

2.1 설계 요구 조건

터빈시스템은 가스발생기와 함께 터보펌프시스템을 구동시키는 동력원이므로, 설계요구조건은 로켓엔진시스템 설계의 결과로서 주어지는 펌프의 요구동력과 설계요구조건(허용회전수)에 따라서 정해진다. 설계요구조건과 관련된 정보를 표 1에 요약하였다.

표 1. Design parameters of the turbin

요구조건	선정 조건
요구출력 (N_t)	펌프 요구동력과 같다. 로켓엔진시스템 설계로부터 결정된다.

회전속도 (ω)	산화제펌프에서 캐비테이션 문제가 연료펌프 보다 심각하기 때문에 산화제 펌프의 최대 허용회전수로부터 결정된다.
동익속도 (u) 및 지름 (D_{cp})	동익속도는 보통 600m/s 보다 작은 값을 선정한다. 기준터빈의 속도를 참고하여 구조해석을 통하여 선정한다. 속도가 정해지면 터빈의 평균지름은 $D_{cp}=2u/\omega$ 식에 의해서 구해진다. 이때 노즐의 평균지름은 터빈의 평균지름과 같게 한다.
입구 전온도 (T_{00})	터빈의 재질에 따라 결정된다. 온도가 높을수록 효율이 높아진다.
입구 전압력 (p_{00})	로켓엔진시스템 설계로부터 결정된다.
출구 정압력 (p_2)	로켓엔진시스템 설계로부터 결정된다.

2.2 1차원 설계이론 및 식

2.2.1 기본 이론

1차원 터빈시스템 설계에 쓰이는 기본적인 식은 다음의 3가지로 요약할 수 있다.

(1) 단열 에너지 보존법칙

$$T_0 = T + \frac{k-1}{2kR}c^2 \tag{1}$$

여기서 c는 유체속도를 나타낸다.

(2) 등 엔트로피 관계식

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^{k-1} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{(k-1)/k} \tag{2}$$

(3) 기체상태방정식 및 마하수 관계식

$$P = \rho R T, \quad a = \sqrt{kRT} \tag{3}$$

위의 (1 3) 식으로부터 마하수 및 임계마하수 관계식을 유도해 낼 수 있다. 일반적으로 압축성 유체역학에서는 마하수 관계식을 주로 쓰지만, 터빈설계에서는 임계마하수 관계식을 사용한다. 임계마하수는 유동이 음속이 될 때의 임계속도에 대한 속도비를 나타낸다.

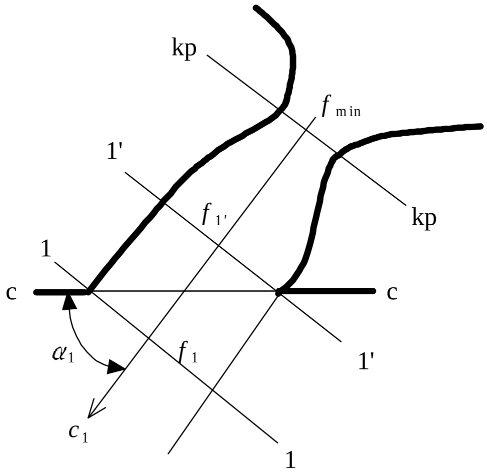

그림 2. Cross sectional view of the nozzle

온도비에 대한 마하수 관계식에 마하수 1을 대입하면 임계점에서의 온도를 다음과 같이 알 수 있다.

$$\frac{T_0}{T_{kp}} = \left(1+\frac{k-1}{2}\right) = \frac{k+1}{2} \tag{4}$$

따라서 임계속도는 다음과 같이 정의된다.

$$c_{kp} = a_{kp} = \sqrt{kRT_{kp}} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_o} \tag{5}$$

임계마하수는 위의 식으로부터 마하수와 다음과 같은 관계식을 유도할 수 있다.

$$\lambda(c) = c/a_{kp}, M = \sqrt{\frac{2}{k+1}\frac{\lambda^2}{1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2}} \tag{6}$$

따라서 임계마하수를 이용한 압력비 및 온도비를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T/T_0 = \left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)$$
$$P/P_0 = \pi(\lambda) = \left(1-\frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{k/(k-1)} \tag{7}$$

2.2.2 Nozzle

2.2.2.1 선정 값

노즐 설계에서 경험에 의하여 선정되어지는 설계변수들을 정리하면 다음과 같다.

표 2. Design parameters of the nozzle

설계변수	선정 조건
노즐출구 유동각 (α_1)	약 15~20°사이에서 선정한다. 유동각이 너무 크면, 노즐길이가 커져 터빈의 크기가 커지는 문제가 있고, 너무 작으면 유동의 회전각이 커져서 손실이 증가하게 된다.
노즐유동 손실계수 (ϕ)	노즐의 입구에서 평균 출구 면까지(그림 2에서 1-1 단면)의 유동손실계수로서 0.95~0.96 사이에서 정해준다.
노즐유동 손실계수 (ϕ')	노즐의 입구에서 출구 면까지(그림 2에서 1'-1' 단면)의 유동손실계수로서 0.94~0.98 사이에서 정해준다.

2.2.2.2 입/출구 값 계산

노즐의 입/출구 관계식은 압축성유체역학의 단열 및 등 엔트로피 관계식으로부터 얻어진다. 우선 단열 에너지 보존법칙으로부터 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$C_p T_{00} = C_p T_1 + u_1^2/2$$

$$L_{oad} = u_1^2/2 = \frac{k}{k-1} R T_{00}\left(1 - 1/\delta^{\frac{k-1}{k}}\right)$$

$$\delta = P_{00}/P_1 = P_{00}/P_2 \tag{8}$$

여기서 L_{0ad}는 단열일을 나타낸다. 단열일로부터 노즐에서 손실이 없을 경우의 이론적인 출구 절대속도, 즉, 단열절대속도를 계산할 수 있다.

$$c_{ad} = u_1 = \sqrt{2L_{0ad}} \tag{9}$$

노즐내부에서 유동손실은 실험에 의하여 고려한다. 즉, 노즐출구절대속도는 위의 식에서 구한 단열절대속도에 손실계수 ϕ를 곱해서 구한다.

$$c_1 = \phi c_{ad} \tag{10}$$

이외의 노즐출구에서의 유동 값들은 손실을 고려하여 다음과 같이 구한다.

$$T_1 = T_{00}\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_{c1}^2\right)$$

$$P_{01} = P_{00}\pi(\lambda_{c1}/\phi)/\pi(\lambda_{c1}) = P_{00}\sigma_1$$

$$\pi(\lambda_{c1ad}) = P_1/P_{00},\ \pi(\lambda_{c1}) = P_1/P_{01} \tag{11}$$

여기서 $\lambda_{c1}/\phi = \lambda_{c1ad}$이며, P_{00}는 손실이 없을 경우의 전압력, P_{01}은 손실을 고려한 전압력을 나타낸다. 온도는 단열조건을 사용하므로 손실이 없는 것으로 가정한다. 즉 $T_{00} = T_{01}$이다. 그리고 기체상태방정식을 사용하여 나머지 유동변수들을 구한다.

2.2.2.3 노즐 목면적(f_{min}) 및 개수(z_c) 계산

노즐을 통과하는 유량은 임계속도관계식을 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \dot{m}_{kp} = z_c f_{min}\rho_{1kp}c_{1kp} \\ &= \dot{m}_{1'} = z_c f_{1'}\rho_{1'}c_{1'} = \dot{m}_1 = z_c f_1 \rho_1 c_1 \end{aligned} \tag{12}$$

$q(\lambda_{c1})$를 목에서 단위유량에 대한 비유량으로 정의하면, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} q(\lambda_{c1}) &= \rho_1 c_1/\rho_{1kp}c_{1kp} \\ &= \lambda_{c1}\left[\frac{k+1}{2}\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_{c1}^2\right)\right]^{\frac{1}{k-1}} \end{aligned} \tag{13}$$

그리고 목에서의 단위유량은 다음과 같다.

$$\rho_{1kp}c_{1kp} = n\frac{P_{01kp}}{\sqrt{RT_{01kp}}} = n\sigma_{1kp}\frac{P_{00}}{\sqrt{RT_{00}}} \tag{14}$$

여기서 $n = \sqrt{k(2/(k+1))^{(k+1)/(k-1)}}$이고, 각면을 통과하는 유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{kp} &= z_c f_{min} n\sigma_{1kp}\frac{P_{00}}{\sqrt{RT_{00}}} = \dot{m}_{1'} \\ &= z_c f_{1'}\rho_{1'}c_{1'} = z_c f_{1'} n\sigma_{1'} q(\lambda_{c1'})\frac{P_{00}}{\sqrt{RT_{00}}} \end{aligned} \tag{15}$$

여기서 $\sigma_{1kp} \cong 1, \lambda_{c1} = c_{ad}\phi' / a_{1kp}\ \sigma_1 = f(\phi', \lambda_{c1'})$ 이다. 따라서 노즐 목면적에 대한 노즐출구유동에 수직한 면적 $(f_{1'})$비는 $\overline{f_{1'}} = f_{1'}/f_{\min} = 1/(\sigma_{1'} q(\lambda_{c1'}))$ 이 되고, $z_c f_{\min} (= F_{\min})$ 값은 알 수 있으므로, 위식에 곱해주면 노즐 출구면적을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_{1'} = \overline{f_{1'}} F_{\min} = z_c f_{1'} \tag{16}$$

노즐 출구면적(그림 2의 c-c면)은 다음과 같이 정의되고

$$F_c = F_{1'}/\sin\alpha_{1d} = F_{1'}/\sin\alpha_1 \tag{17}$$

노즐개수는 단위노즐출구면적을 알고 있다면 다음과 같이 계산할 수가 있다.

$$z_c = 4F_{1'}/(\pi h_c^2) \tag{18}$$

여기서 노즐높이 (h_c)는 동익높이를 계산하면 정해진다. 계산된 노즐개수는 정수가 아니므로 소수점이하를 버림으로서 다시 정한다(z_{copt}). 노즐개수가 정수로 다시 정의되면 노즐높이도 이에 맞춰 다시 계산한다.

$$h_c = \sqrt{4F_{1'}/\pi z_{copt}} \tag{19}$$

노즐목지름$(d_{\min})$은 $d_{\min} = \sqrt{4F_{\min}/(\pi z_{copt})}$으로 구한다. 그리고 동익높이$(h_{1d})$는 다음과 같이 구한다.

$$h_{1d} = h_c + \triangle h_p + \triangle h_{BT} \tag{20}$$

여기서 $\triangle h_p$, $\triangle h_{BT}$는 그림 2에 나타내었는데, 경험에 의해 정해주는 값이다. 일반적으로 $\triangle h_p$는 1 2mm, $\triangle h_{BT}$는 0 1mm를 준다. 그리고 부분분사비(ε)는 다음의 연속방정식에서 유도될 수 있다.

$$\dot{m} = z_c f_1 \rho_1 c_1 = \varepsilon h_c \pi D_{cp} \sin\alpha_1 \rho_1 c_1 \tag{21}$$

여기서 $\rho_1 c_1 = q(\lambda_{c1}) n \sigma_1 \frac{p_{00}}{\sqrt{R_{00}}}$ 이므로 대입하여 정리하면 부분분사비를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}\sqrt{RT_{00}}}{h_c \pi D_{cp} P_{00} \sigma_1 q(\lambda_{c1}) n \sin\alpha_1} \tag{22}$$

2.2.3 Rotor

2.2.3.1 선정 값

동익설계에서 선정되어지는 변수들과 관련된 선정조건을 정리하여 표 3에 나타내었으며, 그림 3에 동익의 설계변수들을 나타내었다.

표 3. Design parameter of rotor

선정 변수	선정 조건
익단간극 $(\triangle_r)$	경험에 의하여 먼저 결정하고, 후에 열과 원심력에 의한 팽창을 고려한 식을 풀어서 교정해준다. 일반적으로 0.5 3mm 사이에서 정해준다.
현절비 $(\bar{t} = t/b_d)$	입/출구 상대유동 각을 이용하여 경험적으로 선정한다.(4)
넓이 (b_d)	설계자의 경험에 의해 선정하는데, $h_{1d}/b_d \le 1.5 \sim 2.0$가 되게 정해준다.

2.2.3.2 입/출구 값 계산

동익의 회전속도를 알고있으므로 노즐출구 계산에서 구해진 유동변수들의 값을 이용하여 상대값을 구할 수 있다. 동익입구에서의 상대속도와 상대유동각은 그림 4의 속도 삼각형에서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$w_1 = \sqrt{(c_1\cos\alpha_1 - u)^2 + (c_1\sin\alpha_1)^2}$$

,

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{\sin\alpha_1}{\cos\alpha_1 - u/c_1}\right) \tag{23}$$

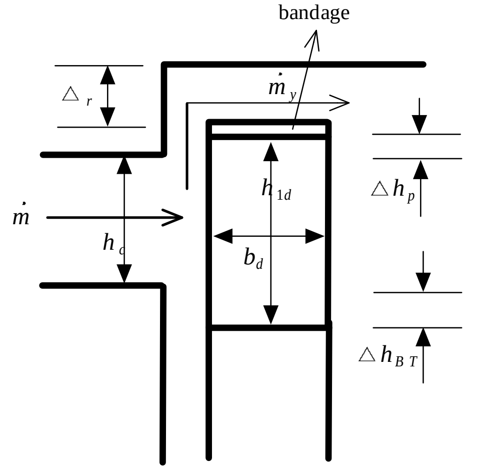

그림 3. Geometrical dimension of the nozzle-rotor

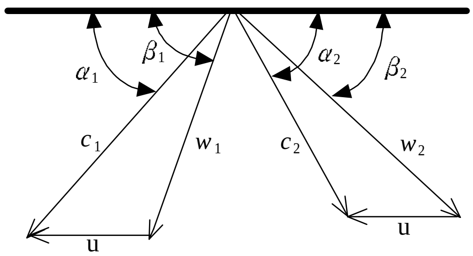

그림 4. Velocity triangle of the rotor

그 밖의 동익 입구에서의 상대적인 값들은 노즐설계와 같은 방식을 사용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_{0w1} = T_1 + \frac{k-1}{2kR} w_1^2,\ a_{kpw} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{0w1}}$$
$$P_{0w1} = P_{01}\pi(\lambda_{c1}) / \pi(\lambda_{w1}) \qquad (24)$$

여기서 $\lambda_{w1} = w_1 / a_{kpw}$이다. 동익에서의 손실계수($\psi$)는 실험식에 의해서 정의되는데, 동익을 통한 상대속도 손실의 의미가 있다.

$$\psi = \left[1 - 0.23\left(1 - \frac{\beta_1 + \beta_2}{\pi}\right)^3\right] \cdot [1 - 0.05(M_{w1} - 1)^2]\left[1 - 0.06\frac{b_d}{h_{1d}}\right] \cdot \left[1 - \frac{t}{2\pi D_{cp}\varepsilon}\right] \qquad (25)$$

여기서 β_2는 처음에는 계산되지 않으므로 β_1으로 가정한다. 따라서 출구상대속도는 $w_2 = \psi w_1$이 된다. 동익 출구에서의 값들은 손실을 고려하여 다음과 같이 구한다. 동익출구 상대유동각은 동익출구에서 연속방정식을 이용하여 구한다.

$$\sin\beta_2 = \frac{\dot{m}\sqrt{R\,T_{0w1}}}{\varepsilon\pi D_{cp} P_{0w1}\sigma_2 q(\lambda_{w2}) n h_{2d}} \qquad (26)$$

여기서 h_{2d}는 원칙적으로 유동이 동익을 통하면서 손실에 의해 압력이 하강하는 것을 보상하기 위해 h_{1d}보다 크게 정해주지만, 터빈의 유량이 작을 경우는 같게 준다. 여기서 입/출구 전압력비 σ_2는 다음과 같이 구한다.

$$\sigma_2 = \pi(\lambda_{w2ad}) / \pi(\lambda_{w2}) \qquad (27)$$

이 외의 출구유동 값들은 다음과 같이 정해준다.

$$T_2 = T_{0w2} - \frac{k-1}{2kR} w_2^2,\ T_{0w2} = T_{0w1}$$
$$c_2 = \sqrt{(w_2 \sin\beta_2)^2 + (w_2\cos\beta_2 - u)^2}$$
$$\alpha_2 = atan\left(\frac{w_2 \sin\beta_2}{w_2\cos\beta_2 - u}\right)$$
$$T_{02} = T_2 + \frac{k-1}{2kR} c_2^2,\ a_{kp} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} R\,T_{02}}$$
$$p_{02} = p_2 / \pi(\lambda_{c2}) \qquad (28)$$

동익의 개수는 선정된 값을 사용하여 정한다. 즉, 동익 현절비와 넓이를 알고 있으므로 피치($t = \bar{t} b_d$)를 구할 수 있다. 따라서 동익 개수는 $z = \pi D_{cp} / t$ 와 같이 되며, 만약, 개수가 정수가 아니면 반올림하여 구한다. 동익의 익단간극을 통하여 누설손실이 발생하게 되는 데, 누설손실량은 실험식에 의해서 정의된다.

$$\dot{m}_y = \dot{m}\mu_y\sqrt{1 + \rho_T\left(\frac{1}{\phi^2 \sin\alpha_1^2} - 1\right)} \cdot \left(1 + \frac{h_{1d}}{D_{cp}}\right)\frac{\triangle_r}{h_{1d}} \qquad (29)$$

여기서 μ_y는 누설손실계수를 나타내며, 실험에 의해서 결정한다. 그리고 충격형 터빈의 경우에는 ρ_T는 0으로 준다.

2.2.3.3 동익 프로화일 결정

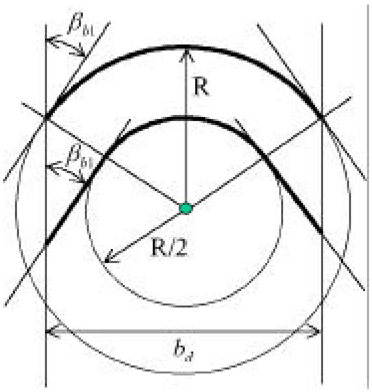

그림 5. Simple rotor profiling method

소형 충격형 터빈에 주로 쓰이는 대칭적인 블레이드 생성방법을 그림 5에 나타내었다. 여기서 입구 블레이드각 (β_{b1})은 입구 상대유동각 (β_1)에 입구 받음각 (angle of attack, α)을 더해준 값이다. 받음각은 일반적으로 2 3°로 정해준다. 여기서 입/출구 블레이드 두께는 최소한으로 하는 것이 좋으며, 가공성을 고려하여 결정한다.

2.2.4 손실 및 효율

터빈내에서 발생하는 손실은 크게 다섯 가지로 나눌 수 있다. 즉, 수력손실, 누설손실, 부분분사 손실, 디스크 마찰손실, 밴디지(bandage) 마찰손실이다. 이러한 항들을 고려한 터빈효율을 나타내면 다음과 같다.

$$\eta_t = \frac{N_t}{\dot{m}L_{0ad}} = \eta_u\eta_p - \xi_{TP,d} - \xi_{TP,b} - \xi_\varepsilon \quad (30)$$

각각의 항들은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

2.2.4.1 수력효율

$$\eta_u = 2\phi^2 u/c_1(\cos\alpha_1 - u/c_1)\cdot(1+\psi\cos\beta_2/\cos\beta_1) \quad (31)$$

수력효율은 u/c_1의 값에 크게 좌우된다. 즉, u/c_1의 값이 클수록 효율이 좋아진다. 그러나 회전속도가 펌프설계에서 정해지므로, u를 크게 하려면 터빈의 크기가 커져야 하는 문제가 있으므로 적절히 선정해야 한다. 그림 6에 노즐출구 유동각이 18°일 때 상대회전속도에 따른 동익의 단수 및 효율을 표시하였다. u/c_1이 0.5보다 적을 때, u/c_1가 커질수록 효율이 좋아지는 것을 알 수 있다.

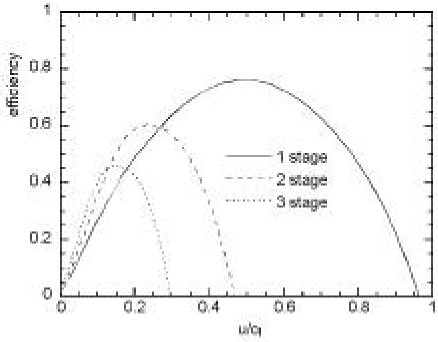

그림 6. Efficiency vs. u/c_1 curve

2.2.4.2 누설효율

$$\eta_p = (\dot{m} - \dot{m}_y)/\dot{m} \quad (32)$$

누설효율을 좋게 하기 위해서는 익단간극을 줄여야하지만 터빈이 고속으로 작동시에는 강한 원심력과 온도에 의한 열팽창이 생기므로 이를 고려하여 최소값으로 정해 주어야 한다.

2.2.4.3 부분분사 손실

$$\xi_\varepsilon = 0.35\left(\frac{0.3u/c_{ad}}{D_{cp}\sin\alpha_1} + \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}\right)\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)^2\eta_u \quad (33)$$

부분분사비가 클수록 손실이 감소한다. 그러나 유량이 적을 경우 ε을 증가하면 각각의 노즐 및 정익을 통과하는 유량이 줄어들어 수력손실이 증가하므로 최적값을 찾아야한다. 그리고 u/c_{ad} 값이 커지면 손실이 증가하는데 이것은 수력효율과 반대의 경향을 보인다.

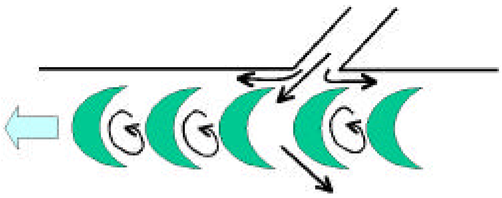

그림 7. Schematic diagram of the partial admission nozzle

그림 7에 부분분사에 의한 유동을 도식화하여 나타내었다. 부분분사손실은 노즐과 동익간극으로의 누설에 의한 손실, 노즐이 없는 곳에서 동익에 유체가 남아있어서 생기는 손실 그리고 노즐/ 동익의 상대운동에 따른 손실이 있다.

2.2.4.4 디스크 손실 및 밴디지 손실

$$\xi_{TP,d} = 2C_{TP,d}\rho_1 r_2^5 \omega^3 / (\dot{m}L_{0ad})$$

$$\xi_{TP,b} = C_b \rho_1 \omega^3 b_b D_b^4 / (\dot{m}L_{0ad})$$

$$C_{TP,d} = 0.039/\sqrt[5]{Re_d},\ C_b = 0.1/\sqrt{Re_b} \quad (34)$$

여기서 $D_b = D_{cp} + h_{1d}$ 이며, Re_d 는 디스크 Reynolds 수, Re_b는 밴디지 Reynolds 수를 나타낸다.

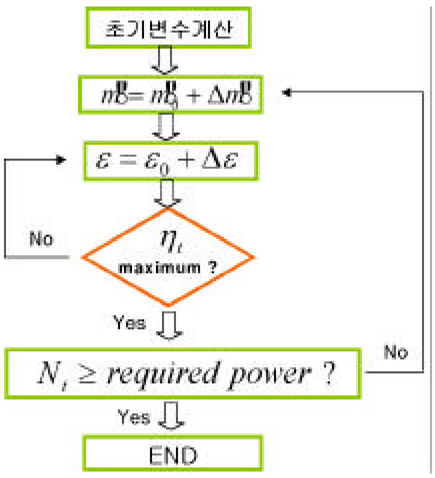

그림 8. Procedure for the determination of the required mass flow rate

디스크 손실 및 밴디지 손실은 마찰로 인한 손실로서 앞의 손실에 비교하여 1%도 되지 않는 작은 양이다. 따라서 계산 결과에 큰 영향을 미치지는 않는다. 그리고 밴디지의 넓이(b_b)는 일반적으로 동익의 넓이와 같게 한다.

2.2.5 요구유량 선정

요구유량은 터빈의 요구동력을 만족시키는 최소의 유량을 나타내며, 터빈시스템 설계는 요구유량을 구하는 것부터 시작한다. 요구유량을 계산하기 위해서는 위 절에 설명된 모든 설계변수가 필요하지만, 처음에는 모든 값을 계산할 수가 없으므로, 몇 가지 가정을 적용하여 단순화한 식을 이용하여 구한다. 유량과 ε을 변수로 사용하여 요구유량을 선정하는데, 그 간략한 절차는 그림 8에 나타나있다. 주어진 유량에 대하여 최대의 터빈효율을 갖는 ε을 찾는다. 구해진 최대효율과 유량으로 충분한 동력이 나오지 않으면 다시 유량을 증가시키고 최적의 ε을 찾는 과정을 반복하여 결과적으로 요구유량과 ε을 구한다. 요구유량과 ε을 구하면 앞의 절에서 정의된 식들을 사용하여 부분분사비를 포함한 정확한 설계변수들을 다시 계산한다. 이 때 사용된 단순화된 식을 요약해서 나타내면 다음과 같다.

$$\eta_t = \eta_u \eta_p - \xi_{TP,d} - \xi_{TP,b} - \xi_\varepsilon$$

$$\phi = \left[1 - 0.23\left(1 - \frac{2\beta_1}{\pi}\right)^3\right] \cdot \left[1 - 0.05(M_{w1} - 1)^2\right] \cdot \left[1 - 0.06\frac{b_d}{h_{1d}}\right]\left[1 - \frac{t}{2\pi D_{cp}\varepsilon}\right]$$

$$\eta_u = 2\phi^2 \frac{u}{c_1}\left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right)(1 + \phi)$$

$$\eta_p = (\dot{m} - \dot{m}_y)/\dot{m}$$

$$\dot{m}_y = \dot{m}\mu_y\left(1 + \frac{h_{1d}}{D_{cp}}\right)\frac{\Delta_r}{h_{1d}}$$

$$\xi_{TP,d} = 0.32\frac{C_{TP,d}(1 - h_{1d}/D_{cp})^5}{\varepsilon(h_{1d}/D_{cp})\phi\sin\alpha_1}\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)^3$$

$$\xi_{TP,b} = 5.1\frac{C_b b_b/D_{cp}(1 + h_{1d}/D_{cp})^4}{\varepsilon\frac{h_{1d}}{D_{cp}}\phi\sin\alpha_1}\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)^3$$

$$\xi_\varepsilon = 0.35\left(\frac{0.3u/c_{ad}}{D_{cp}\sin\alpha_1} + \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}\right)\left(\frac{u}{c_{ad}}\right)^2 \eta_u \quad (35)$$

여기서 사용되는 유동변수들은 h_{1d} 을 제외하면 모두 주어진 값이거나, 주어진 값으로부터 설계초기에 한번만 계산하면 되는 값들이다. h_{1d} 은 $h_{1d} \approx h_c$ 라는 가정을 사용하여 다음과 같이 계산한다.

$$h_{1d} = \frac{\dot{m}}{\varepsilon\pi D_{cp}\rho_1\phi c_{1ad}\sin\alpha_1} \quad (36)$$

3. 설계 예

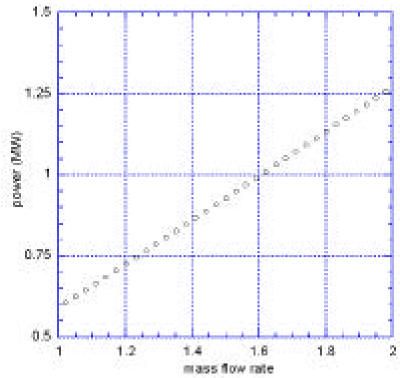

그림 9. Power vs. mass flow rate

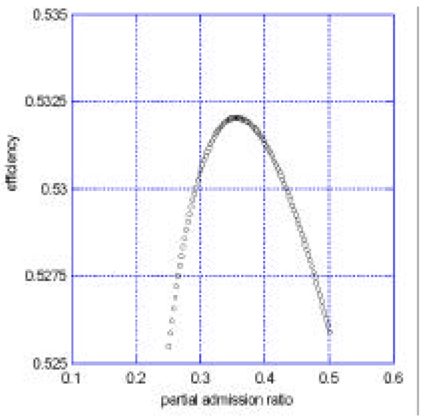

그림 10. Efficiency vs. partial admission ratio

회전수 50,000 RPM, 압력비 13.6, 요구출력 890 Kw 급의 터빈시스템 설계가 이루어졌다. 위에서 소개된 절차를 사용하여, 노즐 및 동익의 기본적인 값들을 계산한 후, 요구유량 선정 절차에 의해서 근사 부분분사비와 질유량을 결정하였다. 그림 9에 나타난 바와 같이 질유량이 1.4 Kg/s일 때 요구동력을 만족시켰으며, 부분분사비가 0.355일 경우 최고의 효율을 나타내었다. 그림 10에는 질유량이 1.4 Kg/s일 때 부분분사비와 효율과의 관계를 도시하였다.

표 4. An example design of turbine system

항 목	값
요구동력	885 Kw
회전수	50,000 RPM
압력비	13.6
시스템 효율	0.548
질유량	1.4 Kg/s
부분분사비	0.442
노즐 개수	8
노즐높이 & 동익높이	10.73 mm & 13.73 mm
α_1	18°
β_1 & β_2	25° & 22.6°
동익 개수	80

근사 부분분사비와 질유량이 정해진 후, 2.2.3 2.2.4 절에 소개된 절차를 사용하여 노즐과 동익을 설계하였다. 설계된 터빈시스템을 간단히 요약하여 표 4에 정리하였으며, 향후 항우연에서 터빈상사성능시험을 통하여 설계를 검증하고자 한다.

4. 결 론

공기역학이론을 응용한 액체로켓용 터빈시스템의 공력설계에 대한 연구가 이루어졌다.

설계 및 시스템의 단순화를 위해 개방형 터빈 시스템이 채택되었다. 이의 특징인 소량의 유량으로 인한 효율저하를 대비하여 부분분사노즐이 사용되었으며, 설계 예로 890Kw급의 소형 터빈 시스템 설계가 이루어졌다. 본 연구의 결과로 액체로켓용 터빈시스템설계에 대한 이론적인 기초연구가 이루어졌으며, 향후 액체로켓엔진의 개발에 기여할 것으로 사료된다.

참고문헌

1. Huzel, D. K. and Huang, D. H., 1992, Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines, AIAA Press.
2. Deych, M. Y. and Troyanovsky, B. M., 1964, Research and Calculations of Axial Turbine Stages, M., <Mashinostroyenie>, Russia.
3. 최창호, 김진한, 양수석, 이대성, 우유철, 2000, "액체로켓용 터빈시스템설계", 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 145-152.
4. Deych, M. Y., Filippov, G. A. and Lazarev, L. Y., 1965, The Atlas of Profiles of Axial Turbine Cascades, M., <Mashinostroyenie>, Russia.