

1-D Mean Line Flow Model을 이용한 엔진 배기에너지 회수를 위한 터보컴파운드 시스템용 터빈 설계

장진영¹⁾ · 윤정익^{*2)}

한국에너지기술연구원 에너지효율연구본부¹⁾ · 강원대학교 기계설계공학과²⁾

Turbine Design for Turbo-compound System to Recover Exhaust Gas Energy Using 1-D Mean Line Flow Model

Jinyoung Jang¹⁾ · Jeong-Eui Yun^{*2)}

¹⁾Energy Efficiency Research Division, Korea Institute of Energy Research, 152 Gajeong-ro, Yuseong-gu, Daejeon 34129, Korea

²⁾Department of Mechanical Design Engineering, Kangwon National University, Gangwon 25913, Korea
(Received 31 August 2015 / Revised 30 October 2015 / Accepted 30 October 2015)

Abstract : The aim of this study was to find the initial design value of turbine blade for electrical type turbocompound system generating 10 kW. Turbocompound is one of the waste heat recovery system applying to internal combustion engine to recover exhaust gas energy that was about 30 % of total input energy. To design the turbine blade, 1-D mean line flow model was used. Exhaust gas temperature, pressure, flow rate and turbine rotating speed was fixed as primary boundary conditions. The velocity triangles was defined and used to determine the rotor inlet radius and width, the rotor outlet radius at shroud and radius at hub, the rotor flow angles and the number of blades.

Key words : Turbocompound(터보컴파운드), Wast heat recovery(배열회수), Turbin(터빈), Design(설계), Velocity triangle(속도 삼각형)

1. 서론

엔진에 공급된 에너지의 35 % ~ 45 % 만이 엔진의 출력을 얻는데 사용되고 나머지는 버려지게 된다. 특히 배기가스로 버려지는 에너지는 30 % ~ 40 %로 알려져 있다. 석유자원의 고갈 및 지구온난화로 인해 에너지의 사용량을 줄이기 위하여 엔진에서 버려지는 에너지를 회수하여 사용하는 기술 또한 활발히 연구되고 있다.¹⁻³⁾ 엔진에서 버려지는 에너지를 회수하는 방법에는 스텔링 엔진, 랭킨사이클, 터보컴파운드, 열전소자 등이 있다. 에너지 회수 기술을 사용하여 약 15 % ~ 30%의 추가적인 출력을 낼 수 있는 것으로 알려져 있다.¹⁾

배기에너지 회수기술 중 터보컴파운드 시스템은 기계식과 전기식으로 나눌 수 있다. 두 시스템의 공통점은 둘 모두 배기가스를 이용하여 터빈을 회전시킨다는 점이다. 차이점은 기계식 터보컴파운드의 경우에는 터빈의 회전력을 기계적인 회전력을 사용하여 엔진의 축 출력에 바로 전달하는 것이다. 전기식 터보컴파운드는 터빈의 회전력으로 발전기를 회전시켜 전기에너지를 만드는 것이다. 따라서 배기가스를 이용하여 터빈으로부터 많은 에너지를 흡수하여 가용한 에너지로 바꾸는 것이 가장 중요한 점이다. 따라서 터빈의 효율이 높을수록 회수할 수 있는 에너지도 많아지므로 터빈 설계가 중요하다. 하지만 터빈은 터빈 전·후단 사이의 압력차이에 의해 작동되는 것이 보통이므로 터빈에서 발생하는 출력

*Corresponding author, E-mail: jeyun@kangwon.ac.kr

을 높이기 위하여 차압을 높지게 되면 엔진에 걸리게 되는 배압이 높아지게 되어 엔진의 효율이 낮아지게 된다. 따라서 압력차이를 크게 가져가지 않으면서 효율이 높은 저압터빈의 설계가 터보컴파운드 시스템의 주요 사항이다. 리카르도의 경우 2리터 직분식 가솔린 엔진에 적용이 가능한 전기식 터보컴파운드 시스템을 개발하여 시스템 효율 10%를 향상시킨 결과를 보였으며, 이 때 사용된 터빈은 압력 차이가 0.4 bar 이하에서 작동을 했으며, 최대 효율은 70%였다.

본 연구는 발전출력 10 kW의 전기식 터보컴파운드 시스템 개발을 위하여 1-D Mean Line Flow Model을 이용한 터빈 블레이드의 기초설계이다.

2. 설계 및 해석 조건

본 연구에서 개발하고자하는 터보컴파운드의 최종 목표는 대상 엔진이 75% 부하 운전시 발생하는 배기가스를 사용하여 10 kW의 출력을 추가로 얻는 것이다. 75% 부하 운전은 엔진발전기에서 자주 사용되는 부하 수준이다. 이를 위해 터보컴파운드 설계시 사용된 초기 조건은 Table 1과 같다. 10 kW의 출력이 발생할 때의 터빈의 회전수는 50,000 rpm 이

Table 1 Input condition

Items	Quantity
Power, \dot{W} (kW)	10
Rotational speed, Ω (rpm)	50,000
Input volume flow rate, \dot{Q} (l/s)	19,410
Input temperature, T_0 (K)	694
Input pressure, p_0 (kPa)	6

며, 터보컴파운드로 공급되는 배기유량, 온도, 압력은 엔진 운전 조건 75% 부하시의 조건이다.

Fig. 1은 Volute와 Turbine Blade로 구성 된 터보컴파운드의 모습으로 작동가스의 상태를 나타내기 위해 하 첨자로 구분하였다. Fig. 1에서 0 ~ 1까지는 Volute 입구 단부터 출구까지를 나타내며, 1 ~ 3까지는 Nozzle을 포함하는 Stator를 나타낸다. 그리고 3 ~ 4는 Volute와 Rotor 사이의 틈새를 나타내며, 4 ~ 6까지는 Turbine Rotor를 표시한다.

Fig. 2는 Fig. 1의 하첨자 위치의 작동 유체 상태를 나타내는 Enthalpy-Entropy 선도를 나타낸 그림이다. 하첨자 '0'은 Stagnation (Total)을 나타내며, T_0 는 '0'위치(볼류트 입구)에서 온도를, T_{00} 는 '0'위치에서 Total Temperature($T_{00} = T_0 + 1/2 C_0^2$)를 의미한다. 그림에서 보면 볼류트 흡입 단에서 공급되는

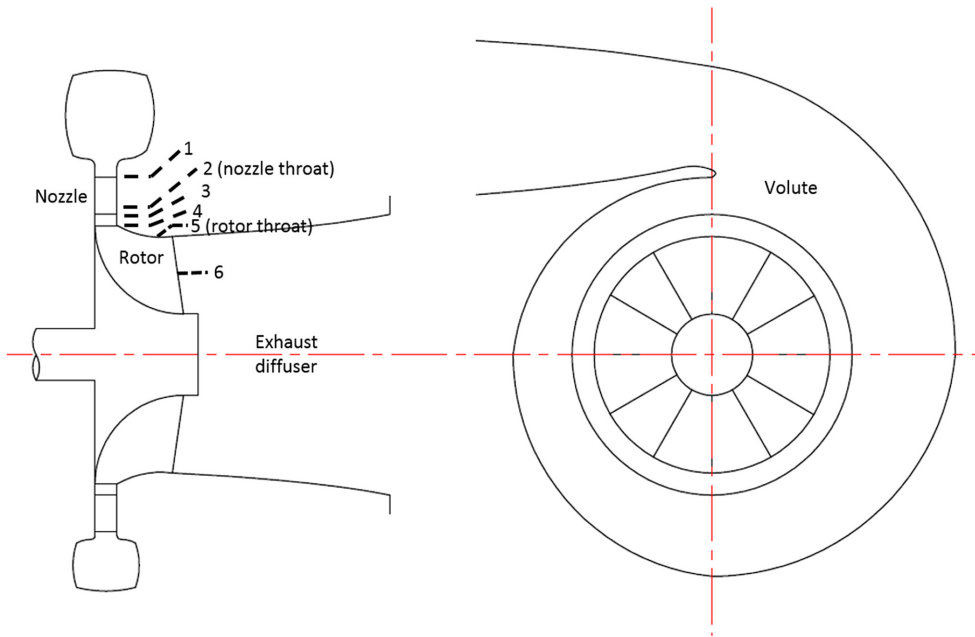


Fig. 1 Components of a radial turbine

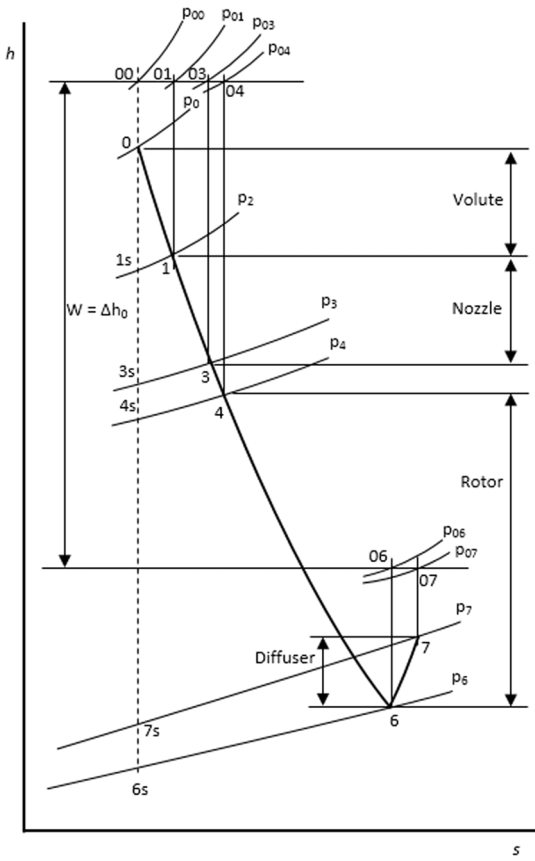


Fig. 2 Turbine enthalpy-entropy diagram

Total Enthalpy(h_{00})와 터빈 출구에서 빠져나가는 작동 유체의 Total Enthalpy(h_{06})의 차가 터빈으로부터 얻게 되는 일(에너지)이다.

해석을 위해서는 입력단에서 Total Temperature / Pressure 및 정압비열(c_p), 비열비(γ) 등이 필요하며, 입력의 정확한 조건을 위해서는 배기가스의 성분 조성을 고려한 이들 값의 선정이 필요하겠지만 흡입유체가 공기라는 가정 하에서 이 값들을 결정하였다.

3. 터보컴파운드 해석 및 설계

3.1 기초 설계 조건

주어진 입력 조건의 경우 여전히 Mach Number(M)가 주어지지 않았으나, 이 부분은 목표하는 출력 값(10 kW)과 효율 값(total-to-static efficiency : η_{ts} 또는 Inlet total energy/Outlet static energy)과 Total Tempe-

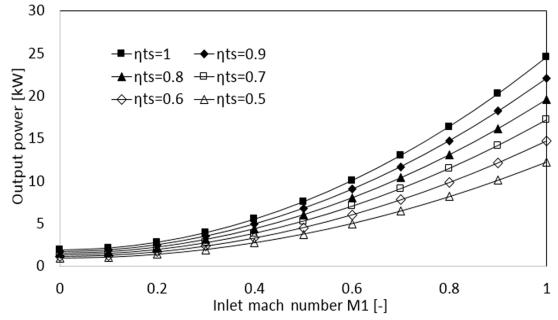


Fig. 3 Output power as a function of inlet mach number for different total-to-static efficiencies

Table 2 Initial design conditions

Items	Quantity
Power, \dot{W} (kW)	10
Rotational speed, Ω (rpm)	50,000
Input mass flow rate, \dot{m} (kg/s)	0.165
Input total temperature, T_{00} (K)	758.6
Input total pressure, p_{00} (kPa)	146.4
Input static pressure, p_6 (kPa)	100

ature (T_{00}), Total Pressure (p_{00})을 사용하여 추정하여 구할 수 있다.

Fig. 3은 식 (1)~(3)을 사용하여 75% 부하운전 조건인 Table 1의 입력조건 하에서 η_{ts} 를 변화시켜가면서 구한 입력 단에서의 M의 변화에 따른 출력 값의 변화를 계산한 결과 값이다. 이러한 계산 결과로부터 80%의 효율 조건을 가진 터빈의 경우 주어진 75% 부하운전 조건에서 10 kW의 출력을 얻기 위해서는 아래 Table 2의 값이 공급되어야만 한다는 것을 확인할 수 있다.

$$\eta_{ts} = \frac{\dot{W}/\dot{m}}{h_{00} - h_6} = \frac{\dot{W}/(\dot{m}h_{00})}{(1 - h_6/h_{00})} \tag{1}$$

$$= \frac{\dot{W}/(\dot{m}c_p T_{00})}{1 - T_6/T_{00}} = \frac{\dot{W}/(\dot{m}c_p T_{00})}{1 - T_6/T_{00}}$$

$$= \frac{\dot{W}/(\dot{m}c_p T_{00})}{1 - (p_6/p_{00})^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

$$T_{00} = T_0 \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right] \tag{2}$$

$$p_{00} = p_0 \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{3}$$

3.2 1-D Mean Line Flow Model을 이용한 초기 반경유동 터빈 설계

터빈 설계에 있어서 첫 번째 단계는 1-D Mean Line Flow Model을 사용한 주요치수를 결정하는 과정이다.

아래 식은 터빈 Rotor만의 효율($\eta_{ts|rotor}$)을 나타낸 값으로 Volute을 통과하는 가스에 대한 손실을 무시할 경우, Rotor 입구에서의 Total Temperature, Pressure = Volute 입구에서의 Total Temperature, Pressure와 같으므로, 즉, $T_{04} = T_{00}$, $p_{04} = p_{00}$ 이므로 식 (4), 식 (5)와 같이 정리될 수 있다.

$$\eta_{ts|rotor} = \frac{\dot{W}/\dot{m}}{h_{04} - h_6} = \frac{\dot{W}/(\dot{m}h_{04})}{(1 - h_6/h_{04})} \quad (4)$$

$$= \frac{\dot{W}/(\dot{m}c_p T_{04})}{1 - T_6/T_{04}} = \frac{\dot{W}/(\dot{m}c_p T_{04})}{1 - (p_6/p_{04})^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

$$\eta_{ts|rotor} = \frac{\dot{W}/(\dot{m}c_p T_{04})}{1 - p_6/p_{04}} \quad (5)$$

$$= \frac{\dot{W}/(\dot{m}c_p T_{00})}{1 - (p_6/p_{00})^{(\gamma-1)/\gamma}} = \eta_{ts}$$

Fig. 4는 터빈 로터 입력단의 속도 삼각형을 보여준다. 그림에서 C_4 는 블류트에서 터빈 입구로 공급되는 작동 유체의 절대속도(absolute velocity) 그리고 C_{m4} , $C_{\theta4}$ 는 각각 C_4 의 반경방향 및 접선방향 속도 성분을 나타낸다. U_4 는 터빈 끝단의 접선방향 선속도를 나타내며, W_4 는 작동유체의 터빈에 대한 상대속도(relative velocity)를 나타낸다. 그리고 하첨자 '6'은 출구에서의 상태를 나타내는 그림이다. 이들 속도 삼각형과 로터 입력단의 기하학적 형상과의

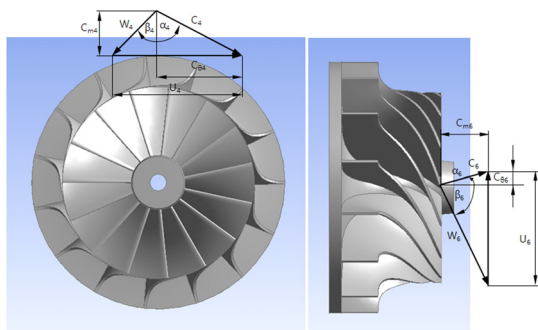


Fig. 4 Rotor inlet and outlet velocity triangle

관계로부터 아래의 식들을 이끌어 낼 수 있다.

먼저 터빈 로터에 대한 Euler Turbomachinery Equation으로부터 식 (6)을 얻을 수 있다.

$$\dot{W}/\dot{m} = h_{04} - h_{05} = U_4 C_{\theta4} \quad (6)$$

그리고 Stage Power Ratio S_W 를 식 (7)과 같이 정의할 수 있다.

$$S_W = \frac{\dot{W}/\dot{m}}{h_{01}} = \frac{U_4 C_{\theta4}}{c_p T_{01}} \quad (7)$$

$$= \frac{(\gamma-1) U_4 C_{\theta4}}{\gamma R T_{01}} = \frac{(\gamma-1) U_4 C_{\theta4}}{a_{01}^2}$$

그리고 흡입되는 공기의 최소 유입속도를 유도하기 위한 로터의 상대 입구 유동각(Rotor inlet relative flow angle) β_4 와 절대 입구 유동각(Rotor inlet relative flow angle) α_4 사이의 관계식을 구해 보면 식 (8)로 주어진다.

$$\alpha_4 = 90^\circ + \beta_4/2 \quad (8)$$

위의 식 (6)~(8) 사이의 관계식으로 식 (9)를 얻을 수 있다.

$$U_4 = a_{01} \sqrt{\frac{1}{\gamma-1} \frac{S_W}{\cos \beta_4}} \quad (9)$$

그러므로 적절한 β_4 값이 결정될 경우 식 (9)로부터 U_4 의 값을 결정할 수 있으며, 이로부터 식 (10), 식 (11)을 이용하여 Fig. 5에서 나타낸 터빈 로터의 외경(r_4) 및 폭(b_4)를 결정할 수 있다.

$$U_4 = r_4 \omega = r_4 \frac{2\pi N}{60} \quad (10)$$

$$b_4 = \frac{\dot{m}/(\rho_4 C_{m4})}{2\pi r_4} \quad (11)$$

터빈 로터의 관성력을 최소화하는 측면에서 로터 입력각을 0° 로 유지하였을 경우 Fig. 4의 속도 삼각형에서 나타내고 있는 로터 상대 입구 유동각 β_4 또한 0° 로 유지하는 것이 가장 효율적일 것 같지만 유한한 날개의 개수로 인해 발생하는 날개의 압력면과 흡입면 사이의 압력 차에 의한 유동을 고려할 경우 오히려 (-)값을 가져야만 한다. 일반적으로 β_4 는 $-25 < \beta_4 < -45$ 의 범위 값을 가질 때 최고의 효율을 나

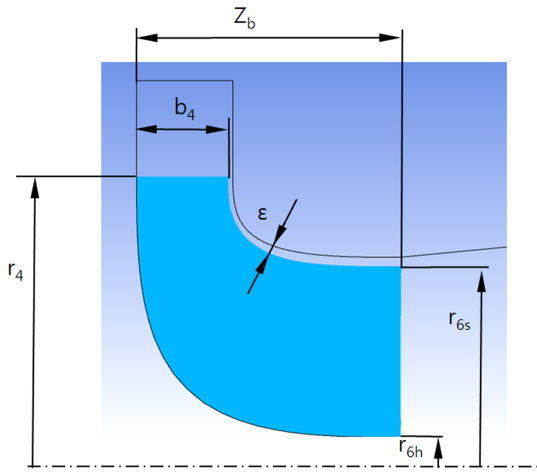


Fig. 5 Turbine rotor side view with design dimensions

타내는 것으로 알려져 있다.⁴⁾ 또한 이러한 물리적 현상을 바탕으로 터빈의 날개 개수를 결정할 수 있는데, 본 연구에서는 Glassman⁵⁾에 의해 제안된 실험식에 기초한 식 (12)를 사용하여 날개의 개수(N_b)를 결정하였다.

$$N_b = \frac{\pi}{30} (110 - \alpha_4) \tan \alpha_4 \quad (12)$$

1-D Mean Line Flow Model을 사용하여 최적의 β_4 값을 구한 후, 이 값에 기초하여 Fig. 4와 Fig. 5에 표기한 터빈의 반경(r_4) 및 폭(b_4) 그리고 날개 개수(N_b)를 결정할 수 있다.

출구측의 경우 결정해야할 주요 치수는 허브(hub) 반경(r_{6h}) 및 슈라우드(shroud) 반경 (r_{6s})과 터빈 로터의 상대 출구 유동각 (rotor outlet relative flow angle) β_{6h}, β_{6s} 그리고 터빈 로터의 축방향길이 (Z_b) 등이다.

먼저 허브 반경(r_{6h}) 경우 샤프트의 강도와 관계가 있으며, 일반적으로 터빈 반경(r_4)과의 관계로부터 식 (13)의 범위를 갖는다.^{4,6)}

$$0.185 \leq \frac{r_{6h}}{r_4} \leq 0.22 \quad (13)$$

본 연구에서는 안정성을 고려하여 0.22 값을 사용하여 허브 반경(r_{6h})을 결정하였다.

슈라우드(shroud) 반경(r_{6s})의 경우는 식 (14)의 상한 값으로 그 범위를 제한을 하고 있다.⁶⁾

$$\frac{r_{6s}}{r_4} \leq 0.78 \quad (14)$$

특히 r_{6s} 경우 터빈의 효율과 직접적으로 관계하므로 본 연구에서는 β_4 를 결정할 때처럼 1-D Mean Line Flow Model을 사용하여 최적의 r_{6s} 값을 결정하였다($Z_b = 1.5(r_{6s} - r_{6h})$). 먼저 출구측의 경우 스윙(swirl)을 두지 않을 경우 절대 출구 유동각(rotor outlet absolute flow angle) $\alpha_6 = 0$ 의 값을 갖는다. 허브 반경(r_{6h}) 및 슈라우드(shroud) 반경(r_{6s}) 값이 결정될 경우, 최종적으로 터빈 로터의 상대 출구 유동각 β_{6h}, β_{6s} 는 식 (15)의 출구 평균 유속(C_{m6})값을 사용하여 식 (16), 식 (17)과 같이 주어진다.

$$C_{m6} = \frac{C_{m4} (\rho_4 r_4 b_4)}{\rho_5 (r_{6s}^2 - r_{6h}^2) / 2} \quad (15)$$

$$\beta_{6s} = \text{atan} \left(\frac{r_{6s} \omega}{C_{m6}} \right) \quad (16)$$

$$\beta_{5h} = \text{atan} \left(\frac{r_{5h} \omega}{C_{m5}} \right) \quad (17)$$

이상과 같이 주어진 식을 사용하여 최종적인 값을 결정하는 과정은 다음과 같다. 1단계, 효율값을 가정한 다음 손실 항을 무시한 채 전체 계산을 수행한다. 2단계, 계산을 통해 구해진 값들을 사용하여 손실 항을 추가적으로 구한 후 효율값을 새롭게 계산한다. 효율값이 수렴할 때까지 1, 2 단계를 반복적으로 진행한다.

본 연구에서 채택한 손실 항은 관로마찰손실(passage friction loss: L_f), 날개하중손실(blade loading loss: L_b), 터빈틈새손실(tip clearance loss: L_c), 출구손실(exit loss: L_e)로 먼저 관로마찰손실은 식 (18)과 같다.^{7,8)}

$$L_f = 0.03 \left(\frac{(W_4/a_{01})^2 + (W_6/a_{01})^2}{4(D_h/L_h)(U_4/a_{01})^2} \right) \quad (18)$$

여기서, 수력직경(hydraulic diameter: D_h), 수력길이(hydraulic length: L_f)는 식 (19), 식 (20)과 같이 계산된다.

$$D_h = \frac{1}{2} \left(\frac{4\pi r_4 b_4}{2\pi r_4 + Z_b b_4} + \frac{2\pi (r_{6s}^2 - r_{6h}^2)}{\pi (r_{6s} - r_{6h}) + Z_b b_6} \right) \quad (19)$$

$$L_h = \frac{\pi}{4} \left(\left(Z_b - \frac{b_4}{2} \right) + \left(r_4 - r_{6h} + \frac{b_6}{2} \right) \right) \quad (20)$$

다음은 유한한 날개 개수로 인한 날개의 압력면 (pressure side)과 흡입면(suction side)사이에서 발생하는 상대 속도 차에 의해 발생하는 날개하중손실로 식 (21)이 주어진다.

$$L_b = \frac{2(C_{\theta 4}/U_4)}{(Z_b N_b/r_4)} \quad (21)$$

터빈 틈새 ϵ 에 대한 손실(tip clearance loss: L_c) 및 출구손실(exit loss: L_e)은 각각 식 (22), 식 (23)으로 구할 수 있다.

$$L_c = 0.4 \left(\frac{\epsilon}{b_4} \right) \left(\frac{C_{\theta 4}}{U_4} \right)^2 \quad (22)$$

$$L_e = 0.5 \left(\frac{C_6}{U_4} \right)^2 \quad (23)$$

Fig. 6은 Table 2에 주어진 운전조건하에서 상대 입구 유동각 β_4 과 터빈 로터 반경(r_4)에 대한 슈라우드(shroud) 반경(r_{6s})의 비를 바꾸어 가면서 구한 터빈의 최종 효율값이다. 그림을 살펴보면 r_{6s}/r_4 비가 증가하고 상대 입구 유동각 β_4 의 값이 감소할 수록 효율이 증가한다는 것을 확인할 수 있다. 이러한 이유는 r_{6s}/r_4 비가 증가할 경우 출구측 입구면적이 증가하여 터빈 블레이드를 흐르는 작동유체의 상대 속도가 감소하여 출구 손실이 줄어들기 때문이다. 그리고 상대 입구 유동각 β_4 의 값이 감소할 수록 터빈 블레이드의 입구측에서 발생하는 날개하중 손실이 감소하기 때문이다.

Fig. 7은 식 (24)로부터 계산한 전체 손실 항(total power loss) L_T 을 나타낸 그림이다.

$$L_T = L_f + L_b + L_c + L_e \quad (24)$$

Fig. 6의 효율 그래프와 비교하였을 때 선형적으로 증가하였을 효율값이 손실값에 의해 상대 입구 유동각 β_4 의 값이 $-20^\circ \sim -30^\circ$ 구간에서 다소 감소하는 모습을 보여주고 있다.

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 r_{6s}/r_4 비와 상대 입구 유동각 β_4 변화에 따른 Flow Coefficient ($\Phi = C_{m4}/U_4$) 및 Stage Loading Coefficient ($\Psi = C_{\theta 4}/U_4$)를 계산

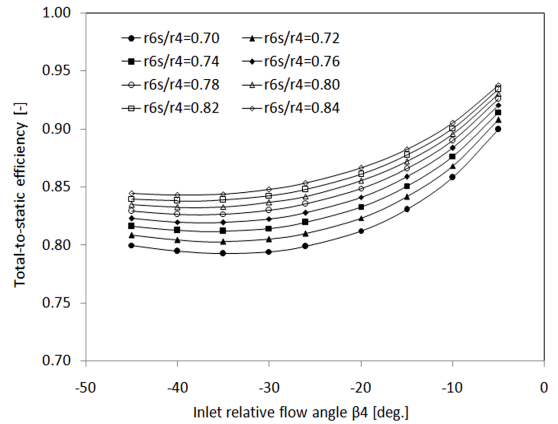


Fig. 6 Efficiency as a function of inlet relative flow angle for different r_{6s}/r_4 ratio

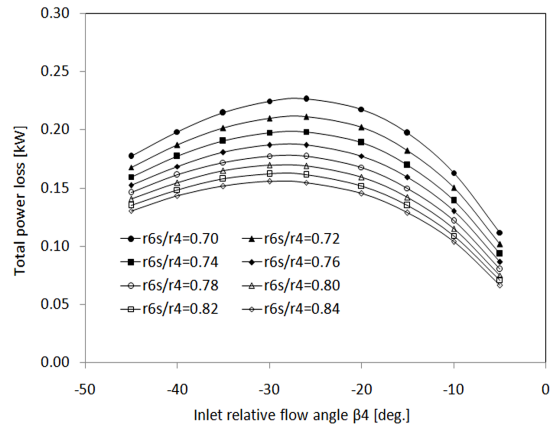


Fig. 7 Total power loss as a function of inlet relative flow angle for different r_{6s}/r_4 ratio

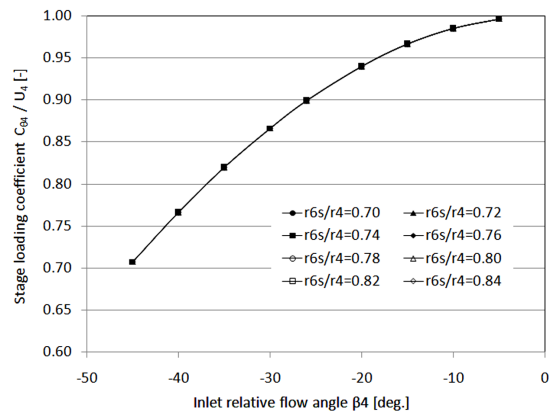


Fig. 8 Stage loading coefficient as a function of inlet relative flow angle for different r_{6s}/r_4 ratio

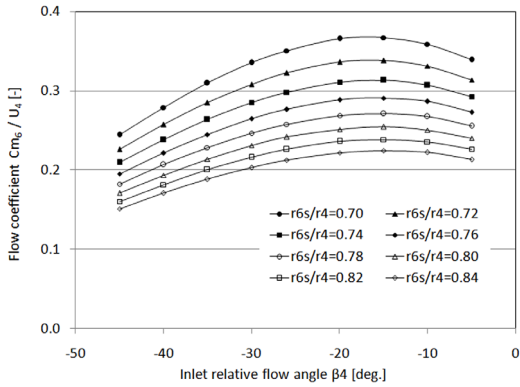


Fig. 9 Flow coefficient as a function of inlet relative flow angle for different r_{6s}/r_4 ratio

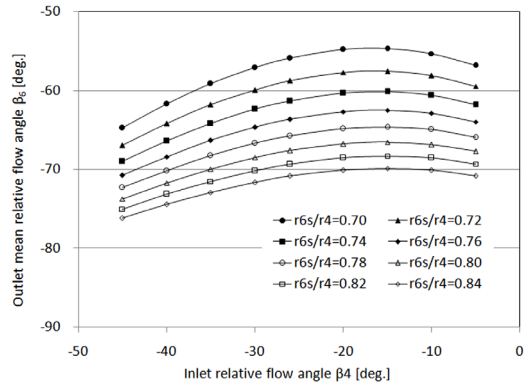


Fig. 11 Outlet mean relative flow angle as a function of inlet relative flow angle for different r_{6s}/r_4 ratio

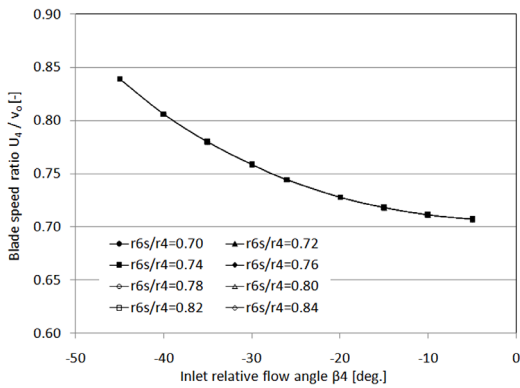


Fig. 10 Blade speed ratio as a function of inlet relative flow angle for different r_{6s}/r_4 ratio

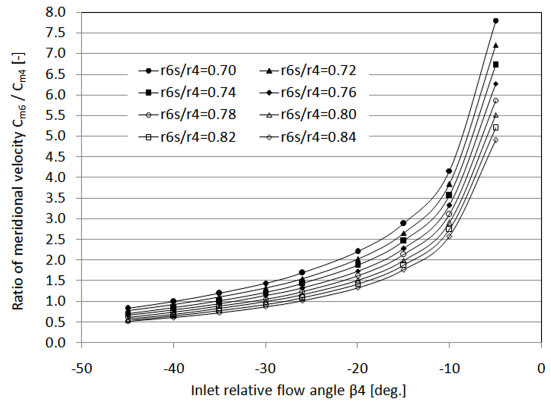


Fig. 12 Ratio of meridional velocity as a function of inlet relative flow angle for different r_{6s}/r_4 ratio

한 결과이다. Chen과 Baines⁹⁾의 연구 결과에 따르면 이들 값은 식 (25), 식 (26)의 범위에 있을 때 가장 효율이 좋은 결과를 가지게 된다.⁹⁾

$$0.8 \leq \Psi \leq 1.0 \quad (25)$$

$$0.2 \leq \Phi \leq 0.3 \quad (26)$$

Fig. 10은 Blade Speed Ratio($R_s = U_4/v_0$, v_0 : spouting velocity)로 실제 실험 결과값의 경우 식 (27)의 범위를 가질 때 가장 효율이 좋은 것으로 알려져 있다.⁴⁾

$$0.55 < R_s < 0.77 \quad (27)$$

Fig. 11은 출구 측과 관련된 상대 출구 유동각 β_6 의 범위로 실험결과값의 경우 식 (28)의 범위를 가질 때 가장 좋은 효율을 보여준다.⁴⁾

$$-50^\circ \leq \beta_6 \leq -70^\circ \quad (28)$$

Fig. 12는 Wood¹⁰⁾에 의해 제안된 터빈 블레이드의 자오면 입출구 속도의 비와 관련되는 지수를 계산한 결과 값이다. (식 (29))

$$1.0 \leq C_{m4}/C_{m6} \leq 1.5 \quad (29)$$

Fig. 13은 Glassman⁵⁾에 의해 제안된 실험식 (12)로 계산한 터빈 블레이드의 날개 개수로 Radial Inflow Turbine의 경우 식 (30)과 같이 일반적으로 11개~15개의 값을 가질 때 가장 효율이 좋은 것으로 알려져 있다.¹¹⁾

$$11 \leq N_b \leq 15 \quad (30)$$

계산 결과인 Fig. 8 ~ 13까지의 결과 값과 식 (25)~(30)까지의 구속조건을 고려하여 최종적으로 r_{6s}/r_4 비와 상대 입구 유동각 β_4 는 각각 0.75, -26° 로 결정하였다.

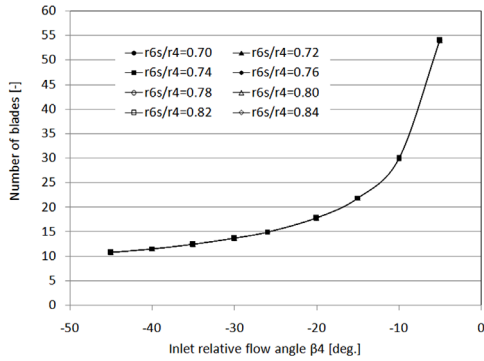


Fig. 13 Number of blades as a function of inlet relative flow angle for different r_{6s}/r_4 ratio

Table 3 Turbine blade main dimensions

Items	Quantity
Rotor Inlet radius, r_4 (mm)	51.5
Rotor Inlet width, b_4 (mm)	15
Rotor Inlet absolute flow angle, α_4 (deg)	77
Rotor Outlet radius at shroud, r_{6s} (mm)	39
Rotor Outlet radius at hub, r_{6h} (mm)	11
Rotor Outlet relative flow angle at shroud, β_{6s} (deg)	-72
Rotor Outlet relative flow angle at hub, β_{6h} (deg)	-42
Rotor axial length, Z_b (mm)	41
Number of blades, N_b	15

Table 3은 이상의 초기설계 계산결과를 바탕으로 결정된 Turbine Blade의 주요 설계 값이다.

4. 결론

일반적으로 터빈 설계 시 제일 먼저 수행되는 것이 1-D Mean Line Flow Model을 이용한 터빈의 기초 설계 과정이다. 이러한 기초 설계 과정에 있어 여러 가지의 구속 조건들이 제시되어져 있으나 구체적인 결정 방법을 제시하는 연구결과를 찾아보기는 어렵다. 본 연구에서는 지금까지 제시된 여러 가지 구속 조건들을 중심으로 주요 설계변수들이 터빈 성능에 미치는 효과를 정량적으로 분석하여 이들 값들로부터 최종적인 값을 결정하는 과정을 제시하였다.

이를 통해 주어진 경계조건에서 10 kW 발전출력을 만들기 위한 터빈 블레이드의 주요 설계값을 도출하였다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술연구원의 주요사업으

로 수행한 결과입니다. (B5-2407)

References

- 1) L. Arnaud, G. Ludovic, D. Mouad, Z. Hamid and L. Vincent, "Comparison and Impact of Waste Heat Recovery Technologies on Passenger Car Fuel Consumption in a Normalized Driving Cycle," Energies, Vol.7, No.8, pp.5273-5290, 2014.
- 2) S. Glover, R. Douglas, L. Glover, G. McCullough and S. McKenna, "Automotive Waste Heat Recovery: Working Fluid Selection and Related Boundary Conditions," Int. J. Automotive Technology, Vol.16, No.3, pp.399-409, 2015.
- 3) J. S. Jadhao and D. G. Thombare, "Review on Exhaust Gas Heat Recovery for I.C. Engine," Int. J. Engineering and Innovative Technology, Vol.2, Issue 12, pp.93-100, 2013.
- 4) S. A. Korpela, Principles of Turbomachinery, John Wiley & Sons, New York, 2011.
- 5) A. J. Glassman, Computer Program for Design and Analysis of Radial Inflow Turbines, NASA TN 8164, 1976.
- 6) R. H. Aungier, Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-inflow Turbine Design and Analysis, ASME Press, New York, 2006.
- 7) A. Whitfield and N. C. Baines, Design of Radial Turbomachines, Longman Scientific & Technical, New York, 1990.
- 8) H. Moustapha, M. F. Zelesky, N. C. Baines and D. Japikse, Axial and Radial Turbines, Concepts NREC, 2003.
- 9) H. Chen and N. C. Baines, "The Aerodynamic Loading of Radial and Mixed Flow Turbines," Int. J. Mechanical Sciences, Vol.36, Issue 1, pp.63-79, 1994.
- 10) H. J. Wood, "Current Technology of Radial-inflow Turbines for Compressible Fluids," Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Vol.85, No.1, pp.72-83, 1963.
- 11) H. D. Linhardt, "The Large Power-output Radial Inflow Turbine," Proceedings of the 3rd Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas, pp.8-16, 1974.