<학술논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2016.40.3.139 ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

터빈과 압축기의 비단열 효율에 대한 열역학적 해석

박 경 근*†
* 국민대학교 기계시스템공학부

Thermodynamic Analysis of the Diabatic Efficiency of Turbines and Compressors

Kyoung Kuhn Park*†
* School of Mechanical Systems Engineering, Kookmin Univ.

(Received August 17, 2015 ; Revised December 7, 2015 ; Accepted January 18, 2016)

Key Words: Adiabatic Efficiency(단열 효율), Diabatic Efficiency(비단열 효율), Exergy Efficiency(엑서지 효율), Turbine(터빈), Compressor(압축기), Diabatic Process(비단열 과정)

초록: 터빈과 압축기의 1차 근사 모델을 대상으로 열역학적 해석을 하여 단열 효율의 특성을 파악하였다. 비단열 터빈과 압축기에 대해서는 엔트로피 평균 온도와 생성 엔트로피, 열원 온도, 열전달량 등의 값에 따라 단열 효율이 1보다 커질 수 있다. 즉, 단열 효율을 비단열 검사체적에 적용하면 실제보다 성능을 높게 평가하는 오류가 생길 수 있다. 이 문제를 해결하는 대안으로 실제 과정과 동일한 열이 전달되는 가역 비단열 과정을 이상 과정으로 채택하여 정의하는 비단열 효율을 제안한다. 이 비단열 효율은 항상 0과 1 사이에 있으며, 대부분의 경우 엑서지 효율보다 작음을 입증하였다. 비단열 효율은 단열 효율을 포함하는 더 일반적인 효율의 정의식으로 사용할 수 있다.

Abstract: Thermodynamic analysis is conducted on the first-order approximation model for turbines and compressors. It is shown that the adiabatic efficiency could be greater than unity, depending on the entropic mean temperature, entropy generation, thermal reservoir temperature, and heat transfer. Therefore, adiabatic efficiency applied to a diabatic control volume results in an error overestimating its performance. To resolve this overestimation, it is suggested that a reversible diabatic process be referred to as an ideal process to evaluate diabatic efficiency . The diabatic efficiency suggested in this work is proven to always be less than unity and it is smaller than the exergy efficiency in most cases. The diabatic efficiency could be used as a more general definition of efficiency, which would include adiabatic efficiency.

- 기호설명 -

C_{P0} : 이상기체 정압비열(kJ/kgK)
h : 엔탈피(kJ/kg)
P : 압력(kPa)
q : 열전달량(kJ/kg)
s : 엔트로피(kJ/kgK)
T : 온도(K)
$\overline{T}$: 엔트로피 평균 온도(K)
w : 일량(kJ/kg)

그리스문자
α : 비례 상수
η : 효율

하첨자
a : 실제, 초기 상태
b : 최종 상태
d : 비단열
j : 열원의 구분 번호
s : 등엔트로피, 가역 단열
gen : 생성
rev : 가역

† Corresponding Author, pkk@kookmin.ac.kr
© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

0 : 주위
1 : 입구
2 : 출구
ψ : 엑서지

1. 서 론

효율은 사이클을 대상으로 하는 사이클 효율(cycle efficiency)과, 사이클을 구성하는 과정(공정)을 대상으로 하는 공정 효율(process efficiency) 두 가지로 크게 구분된다. 사이클 효율을 시스템 효율이라고 부르기도 하며, 과정이 장치(기기, 구성품) 안에서 진행되므로 공정 효율을 기기 효율(component efficiency)이라고 부르기도 한다.

사이클 효율은 사이클 성능의 척도이며, 열기관 사이클의 열효율(thermal efficiency)과 냉동 사이클의 성능계수(coefficient of performance)를 별도로 정의하여 사용하고 있다. 이들은 열역학 1법칙에 근거하여 정의하며, 변환되는 에너지의 비로 표현하므로 1법칙 효율 또는 변환 효율이라고 한다.[1~3] 한편, 1법칙 효율은 가능한 최고 성능을 참조하지 않는다.[1] 이러한 결점을 보완하기 위하여 열기관의 2법칙 효율을, 동일한 조건 하에서 가능한 최고(가역) 열효율에 대한 실제 열효율의 비로서 정의하여 사용한다. 냉동기 및 열펌프의 경우에는 가능한 최고(가역) 성능계수에 대한 실제 성능계수의 비로 2법칙 효율을 정의할 수 있다. 그 결과로 2법칙 효율은 0과 1 사이의 값을 갖게 되며, 열기관에 대한 1법칙 효율은 2법칙 효율보다 항상 낮다. 이렇게 정의한 2법칙 효율은 일을 생산하거나 소비하는 사이클에 대하여만 적용할 수 있다는 한계가 있다. 그러므로 보다 일반적인 정의가 필요하여 엑서지(exergy)의 개념을 도입하게 된다. 2법칙 효율을 입력 엑서지에 대한 출력 엑서지의 비로 일반화하여 정의할 수 있으며, 이를 엑서지 효율(exergy efficiency)이라고 한다.

사이클에 대한 효율과는 달리 장치 즉 과정에 대한 효율은 주어진 조건 하에서 운전되는 장치의 실제 성능을 그와 관련된 잘 정의된 이상적인 장치 예를 들어 가역 단열 과정(등엔트로피 과정)이 진행되는 장치의 성능과 주로 비교하여 정의한다. 터빈의 성능은 출력일이고, 압축기의 성능은 입력일이며, 노즐의 성능은 출구 운동에너지이다. 이렇게 정의하는, 장치의 효율을 단열 효율(등엔트로피 효율)이라고 부른다. 이에 비해 장치의 엑서지 효율은 장치의 실제 성능을 같은 입구 상태와 같은 출구 상태 사이에서의 엑서지 변화량과 비교하여 정의한다.[1~3] 엑서지는 열, 일, 운동에너지, 위치에너지, 내부에너지, 엔탈피 등 여러 가지 형태로 공급되거나 회수될 수 있다.

이와 같이 사이클에 대하여 1법칙 효율과 2법칙 효율이, 과정에 대하여 단열 효율과 엑서지 효율이 각각 별도로 정의되어 쓰이고 있다.

효율은 그 정의상 항상 0과 1 사이의 값을 가져야 할 것이다. 그러나 단열이 아닌 과정에 대하여 단열 효율을 구하면 그 값이 커지는 경향이 있음을 알고 있으며 심지어 효율이 100%가 넘는 경우가 생길 수 있음을 알고 있다. 효율이 1 이상이 된다는 것은 효율 계산에서 기준이 되는 이상 과정의 성능보다 실제 과정의 성능이 좋다는 것이므로, 이는 이상 과정을 잘못 정의하였거나, 효율의 정의를 잘못 적용한 것이다. 또한 효율의 최댓값이 1보다 큰 경우에는 효율 값이 1 이하이더라도 그 효율 값이 전반적으로 높게 평가된 값일 가능성이 크므로 장치의 성능을 실제보다 좋게 평가하는 오류를 범하게 될 가능성이 크다. 따라서 비단열 과정의 효율을 어떻게 수정하여 정의할 것이냐에 대한 연구가 수행되고 있다.[4~8] 그러나 기초적인 1차 근사 모델을 대상으로 하는 열역학적 해석은 보고되지 않았으며, 사이클에 대하여 1법칙 효율이 2법칙 효율보다 낮다는 것이 명확하게 알려져 있지만, 장치에 대하여 단열 효율과 엑서지 효율 간의 대소 관계를 명확하게 논의한 문헌은 찾을 수 없었다.

본 연구에서는 터빈과 압축기의 가장 간단하고 기초적인 1차 근사 모델을 대상으로 열역학적 해석을 하여 1) 비단열 과정에 대하여 단열 효율이 크게 평가되거나 100% 이상의 값이 나오는 요인 및 단열 효율이 엑서지 효율보다 커지는 요인을 파악하며, 2) 단열 효율을 사용할 때 발생하는 문제점에 대한 해결책으로써 실제 비단열 과정에 대응하는 가역 비단열 과정을 비교의 기준으로 정의하는 비단열 효율을 검토하고, 그의 사용에 대한 타당성을 파악하고자 한다. 본 연구의 내용 전개에서 작동유체는 이상기체와 비이상기체 모두를 포함한다.

2. 본 론

2.1 정상과정 검사체적의 해석

Fig. 1에 나타낸, 질량과 에너지의 유입과 유출이 있는 검사체적(장치) 안에서 진행되는 실제 정상과정에 대하여 입구 상태를 1이라 하고 출구 상태를 2라 한다. 위치 에너지의 변화와 운동 에너지의 변화를 무시하면, 작동유체 단위질량당으로 표현한 열역학 1법칙 식과 2법칙 식은 다음과 같다.

$$h_2 - h_1 = \sum q_j - w_a \tag{1}$$

$$s_2 - s_1 = \sum q_j / T_j + s_{\text{gen}} \tag{2}$$

여기서 h와 s는 각각 엔탈피[kJ/kg]와 엔트로피[kJ/kgK]이며, w_a는 실제 과정의 출력일이다. 열량 q_j는 일정한 온도 T_j의 열원으로부터 전달된다. 열원의 온도 T_j는 주위 온도 T_0와 같을 수 있다. 합산기호는 다수의 열원이 있는 경우를 포함하여 일반적으로 나타내기 위해 기입하였다. s_{gen}은 생성 엔트로피이며 $s_{\text{gen}} \geqq 0$이다. 등호는 과정이 가역인 경우에, 부등호는 과정이 비가역인 경우에 적용한다.

실제 과정의 성능을 비교하기 위한 이상 과정을 가역 단열 과정 즉 등엔트로피 과정으로 종종 정의한다. 가역 단열 과정에 대하여 출구 상태를 $2s$라 하면 1법칙 식과 2법칙 식은 각각 다음과 같다.

$$h_{2s} - h_1 = -w_s \tag{3}$$

$$s_{2s} - s_1 = 0 \tag{4}$$

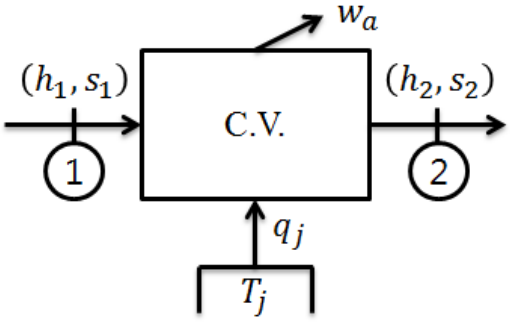

Fig. 1 Schematic diagram of a control volume showing mass and energy transfers

여기서 w_s는 가역 단열 과정의 출력일이다.

이렇게 정의한 가역 단열 과정의 문제점은 실제 과정의 출구 상태와 이상 과정의 출구 상태가 다르다는 데에 있다. 이를 개선하기 위한 시도로써 이용하는, 실제 과정의 성능과 비교하기 위한 또다른 이상 과정은 입구 상태 및 출구 상태가 실제 과정의 상태와 각각 같은 가역 과정이다. 이 경우에는 일정 온도 T_0인 주위와 열 q_0의 교환이 추가로 필요하며, 1법칙 식과 2법칙 식은 다음과 같다.

$$h_2 - h_1 = \sum q_j + q_0 - w_{\text{rev}} \tag{5}$$

$$s_2 - s_1 = \sum q_j / T_j + q_0 / T_0 \tag{6}$$

여기서 w_{rev}는 이 가역 과정의 출력일이다.

먼저, 가역 과정의 출력일 w_{rev}과 실제 과정의 출력일 w_a의 관계를 파악한다. 식 (6)과 식 (2)를 비교하면

$$q_0 / T_0 = s_{\text{gen}} \tag{7}$$

이다. 식 (1)과 식 (5)를 비교하면

$$q_0 - w_{\text{rev}} = -w_a \tag{8}$$

이다. 식 (7)과 식 (8)에 의해

$$w_{\text{rev}} - w_a = T_0 s_{\text{gen}} \tag{9}$$

임을 알 수 있다.

다음 단계의 진행에 앞서, 상태 a에서 상태 b까지 가는 정압 과정에 대한 엔트로피 평균 온도(entropic mean temperature) $\overline{T}$를 다음과 같이 정의한다.[9]

$$\overline{T} = \frac{1}{(s_b - s_a)} \int_a^b T ds \tag{10}$$

여기서 $\overline{T}$는 T_a와 T_b 사이의 값을 갖는다. 가역 정압 과정에 대하여 $Tds = dh - vdP = dh$ 이 성립하므로 식 (10)의 우변 적분항은 다음과 같다.

$$\int_a^b T ds = \int_a^b dh = h_b - h_a \tag{11}$$

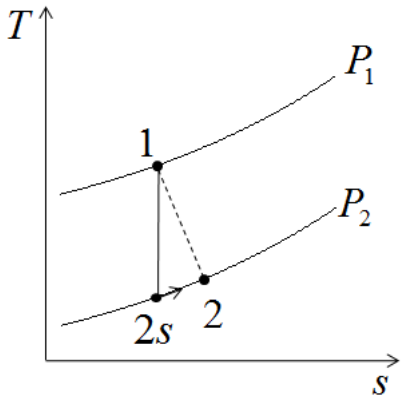

Fig. 2 $T-s$ diagram for an adiabatic turbine

따라서 $\overline{T}$는 다음과 같다.

$$\overline{T}=(h_b-h_a)/(s_b-s_a) \tag{12}$$

정압 과정의 엔탈피 변화는 엔트로피 평균 온도와 엔트로피 변화의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$h_b-h_a=\overline{T}(s_b-s_a) \tag{13}$$

다음으로, 가역 단열 과정의 출력일 w_s와 실제 과정의 출력일 w_a의 관계를 파악한다. 식 (1)에서 식 (3)을 빼면 다음과 같다.

$$h_2-h_{2s}=\sum q_j+w_s-w_a \tag{14}$$

식 (2)에서 식 (4)를 빼면 다음과 같다.

$$s_2-s_{2s}=\sum q_j/T_j+s_{\mathrm{gen}} \tag{15}$$

Fig. 2의, 상태 $2s$에서 상태 2까지 가는 가역 정압 과정에 식 (12)를 적용하고 엔트로피 평균 온도를 $\overline{T}_s$로 나타내면

$$\overline{T}_s=(h_2-h_{2s})/(s_2-s_{2s}) \tag{16}$$

이다. $\overline{T}_s$는 T_2와 T_{2s} 사이의 값을 갖는다. 식 (16)으로부터

$$h_2-h_{2s}=\overline{T}_s(s_2-s_{2s}) \tag{17}$$

이다. 식 (14)와 식 (15)를 식 (17)에 대입하고 정리하면 다음을 얻는다.

$$w_s-w_a=\overline{T}_s s_{\mathrm{gen}}-\sum\left(1-\overline{T}_s/T_j\right)q_j \tag{18}$$

식 (18)에서 식 (9)를 빼면 다음과 같다.

$$w_s-w_{\mathrm{rev}}=\left(\overline{T}_s-T_0\right)s_{\mathrm{gen}}-\sum\left(1-\overline{T}_s/T_j\right)q_j \tag{19}$$

식 (18)과 식 (19)를 활용하여 다음의 2.2절과 2.3절에서 터빈과 압축기 각각의 단열 효율과 엑서지 효율의 범위 및 대소 관계 등을 파악할 수 있다.

2.2 터빈 효율

터빈의 단열 효율(η_s)은 가역 단열 터빈 출력일(w_s)과 실제 터빈 출력일(w_a)의 비로 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_s=w_a/w_s=1-(w_s-w_a)/w_s \tag{20}$$

식 (18)을 식 (20)에 대입하면 다음과 같다.

$$\eta_s=1-\left[\overline{T}_s s_{\mathrm{gen}}-\sum\left(1-\overline{T}_s/T_j\right)q_j\right]/w_s \tag{21}$$

비단열 터빈의 경우에 식 (21)의 우변 대괄호 안의 부호는 항 $\overline{T}_s s_{\mathrm{gen}}$과 항 $\sum\left(1-\overline{T}_s/T_j\right)q_j$의 대소 관계에 의해 결정된다. 엔트로피 평균 온도 $\overline{T}_s$는 T_2와 T_{2s} 사이의 값을 갖는다. $T_j>T_1>\overline{T}_s$ 라면 열전달량 q_j가 양수일 것이고 $T_j<\overline{T}_s$ 라면 q_j가 음수일 것이므로 항 $\sum\left(1-\overline{T}_s/T_j\right)q_j$은 대부분의 경우에 양수로 추정된다. 항 $\overline{T}_s s_{\mathrm{gen}}$이 항 $\sum\left(1-\overline{T}_s/T_j\right)q_j$보다 큰 경우에는 $\eta_s<1$이다. 그러나 항 $\overline{T}_s s_{\mathrm{gen}}$보다 항 $\sum\left(1-\overline{T}_s/T_j\right)q_j$이 큰 경우에는 η_s가 1보다 큰 값이 될 수도 있다. 이는 효율 값의 범위(0%~100%)에 대한 상식에 어긋난다. 열전달을 무시할 수 없는 경우에는 항 $\sum\left(1-\overline{T}_s/T_j\right)q_j$에 의해 η_s를 실제보다 크게 추산할 수 있으므로 성능을 실제보다 좋게 평가하

는 오류가 발생될 수 있다. 이러한 문제점이 생기는 주된 이유는 η_s을 계산할 때 정의하는 이상과정을 실제와 다른 (가역) 단열 과정으로 가정하기 때문인 것으로 판단된다.

터빈의 엑서지 효율(η_ψ)과 단열 효율을 비교하면

$$\begin{aligned}\eta_\psi - \eta_s &= w_a/w_{\mathrm{rev}} - w_a/w_s \\ &= (w_s - w_{\mathrm{rev}})(w_a/w_s w_{\mathrm{rev}})\end{aligned} \tag{22}$$

이다. 식 (19)를 식 (22)에 대입하면 다음과 같다.

$$\eta_\psi - \eta_s = \left[\begin{array}{l}(\overline{T}_s - T_0)s_{\mathrm{gen}} - \\ \sum(1-\overline{T}_s/T_j)q_j\end{array}\right](w_a/w_s w_{\mathrm{rev}}) \tag{23}$$

비단열 터빈의 경우에 η_ψ와 η_s의 대소 관계는 항 $(\overline{T}_s - T_0)s_{\mathrm{gen}}$과 항 $\sum(1-\overline{T}_s/T_j)q_j$의 대소 관계에 의해 결정됨을 식 (23)에서 알 수 있다. 항 $(\overline{T}_s - T_0)s_{\mathrm{gen}}$이 항 $\sum(1-\overline{T}_s/T_j)q_j$의 값보다 작은 경우에는 $\eta_\psi < \eta_s$ 이 된다. 사이클에 대한 2법칙 효율은 1법칙 효율보다 항상 크지만, 비단열 터빈 과정에 대한 엑서지 효율은 단열 효율보다 작을 수 있다.

단열 터빈의 경우에는 식 (23)으로부터

$$\eta_\psi - \eta_s = (\overline{T}_s - T_0)s_{\mathrm{gen}} w_a/w_s w_{\mathrm{rev}} \tag{24}$$

이다. 여기서 w_a, w_s, w_{rev}, s_{gen}는 양수이므로 η_ψ와 η_s의 대소 관계는 전적으로 $\overline{T}_s$와 T_0의 대소 관계에 의해 결정된다. 대부분의 단열 터빈에서 팽창 후의 출구 온도는 주위 온도보다 높으므로 즉 $T_2 > T_0$ 이므로 $\overline{T}_s > T_0$일 것이다. 이때는 식 (24)에 의해 $\eta_\psi > \eta_s$ 이다. 그러나 공기 냉동 사이클의 저온 팽창기의 특별한 경우에서와 같이 출구 온도 T_2가 주위 온도 T_0보다 상당히 낮다면 $\overline{T}_s < T_0$일 수 있으며, 이때는 $\eta_\psi < \eta_s$ 이 성립한다.

2.3 압축기 효율

압축기의 단열 효율과 엑서지 효율의 범위와 대소 관계도 2.2절에서 터빈에 대하여 적용한 방법과 유사한 방법으로 파악할 수 있으며, 그 결과 또한 터빈에 대하여 얻은 결과와 유사하다.

압축기의 단열 효율은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\eta_s &= (-w_s)/(-w_a) \\ &= 1-(w_s - w_a)/(-w_a)\end{aligned} \tag{25}$$

식 (18)을 식 (25)에 대입하면 다음과 같다.

$$\eta_s = 1 - \left[\begin{array}{l}\overline{T}_s s_{\mathrm{gen}} - \\ \sum(1-\overline{T}_s/T_j)q_j\end{array}\right]/(-w_a) \tag{26}$$

비단열 압축기의 경우에도 2.2절의 비단열 터빈과 마찬가지로 식 (26)의 우변 대괄호 안의 부호는 항 $\overline{T}_s s_{\mathrm{gen}}$과 항 $\sum(1-\overline{T}_s/T_j)q_j$의 대소 관계에 의해 결정된다. 열전달을 무시할 수 없는 경우에는 항 $\sum(1-\overline{T}_s/T_j)q_j$에 의해 η_s를 실제보다 크게 추산할 수 있으므로 성능을 실제보다 좋게 평가하는 오류가 발생될 수 있다.

압축기의 엑서지 효율과 단열 효율을 비교하면

$$\begin{aligned}\eta_\psi - \eta_s &= (-w_{\mathrm{rev}})/(-w_a) - (-w_s)/(-w_a) \\ &= (w_s - w_{\mathrm{rev}})/(-w_a)\end{aligned} \tag{27}$$

이다. 식 (19)를 식 (27)에 대입하면 다음과 같다.

$$\eta_\psi - \eta_s = \left[\begin{array}{l}(\overline{T}_s - T_0)s_{\mathrm{gen}} - \\ \sum(1-\overline{T}_s/T_j)q_j\end{array}\right]/(-w_a) \tag{28}$$

비단열 압축기의 경우에 η_ψ와 η_s의 대소 관계는 2.2절의 비단열 터빈과 마찬가지로 식 (28)에서 항 $(\overline{T}_s - T_0)s_{\mathrm{gen}}$과 항 $\sum(1-\overline{T}_s/T_j)q_j$의 대소 관계에 의해 결정됨을 알 수 있다. 사이클에 대한 2법칙 효율은 1법칙 효율보다 항상 크지만, 비단열 압축 과정에 대한 엑서지 효율은 단열 효율보다 작을 수 있다.

단열 압축기의 경우에는 식 (28)로부터

$$\eta_\psi - \eta_s = (\overline{T}_s - T_0)s_{\mathrm{gen}}/(-w_a) \tag{29}$$

이다. 여기서 $-w_a$, s_{gen}는 양수이므로 η_ψ와 η_s의 대소 관계는 2.2절의 비단열 터빈과 마찬가지로 전적으로 $\overline{T}_s$와 T_0의 대소 관계에 의해 결정

된다. 대부분의 단열 압축기에서 압축 후의 출구 온도는 주위 온도보다 높으므로 즉 $T_2 > T_0$ 이므로 $\overline{T}_s > T_0$일 것이다. 이때는 식 (29)에 의해 $\eta_\psi > \eta_s$ 이다. 그러나 다단압축 냉동 시스템의 저온 압축기의 특별한 경우에서와 같이 출구 온도 T_2가 주위 온도 T_0보다 상당히 낮다면 $\overline{T}_s < T_0$ 일 수 있으며, 이때는 $\eta_\psi < \eta_s$ 이 성립한다.

3. 제안 및 예시

3.1 제안

이상과 같이 열역학적으로 해석한 결과, 단열 효율 η_s가 100% 이상이 될 수도 있는 바람직하지 않은 상황이 일어날 수 있음을 파악하였다. 이러한 문제를 개선할 수 있는 하나의 대안으로 비단열 효율(diabatic efficiency)을 사용하는 것을 제안하고자 한다. 이상 과정을 가역 단열 과정이 아닌, 실제와 동일한 열손실이 있는 가역 비단열(reversible diabatic) 과정으로 바꾸어 정의하여 실제 과정의 성능과 비교하는 것이다.

가역 비단열 검사체적의 출구 상태를 Fig. 3과 같이 실제 상태 2가 아닌 상태 $2d$로 표시한다. 열역학 1법칙 식 및 2법칙 식은 다음과 같다.

$$h_{2d} - h_1 = \sum q_j - w_d \tag{30}$$

$$s_{2d} - s_1 = \sum q_j / T_j \tag{31}$$

여기서 w_d는 가역 비단열 검사체적의 출력일이다. 식 (1)에서 식 (30)을 빼면

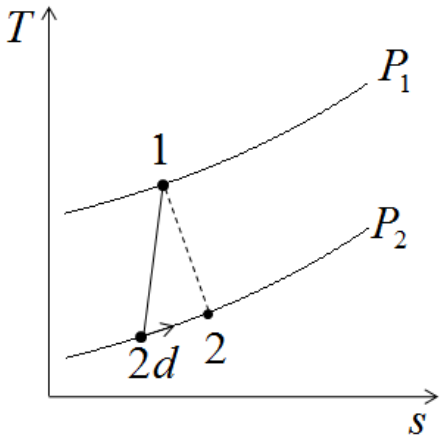

Fig. 3 $T-s$ diagram for diabatic turbine

$$h_2 - h_{2d} = w_d - w_a \tag{32}$$

이 된다. 식 (2)에서 식 (31)을 빼면

$$s_2 - s_{2d} = s_{\text{gen}} \tag{33}$$

이다. 여기서도 편의상 Fig. 3의, 상태 $2d$에서 상태 2까지 가는 가역 정압 과정에 식 (12)를 적용하고 엔트로피 평균 온도를 $\overline{T}_d$로 나타내면

$$\overline{T}_d = (h_2 - h_{2d})/(s_2 - s_{2d}) \tag{34}$$

이다. $\overline{T}_d$는 T_2와 T_{2d} 사이의 값을 갖는다. 식 (34)에 의하면

$$h_2 - h_{2d} = \overline{T}_d (s_2 - s_{2d}) \tag{35}$$

이다. 식 (35)에 식 (32)와 식 (33)을 대입하고 정리하면

$$w_d - w_a = \overline{T}_d s_{\text{gen}} \tag{36}$$

을 얻는다. 식 (36)에서 식 (9)를 빼면 다음과 같다.

$$w_d - w_{\text{rev}} = (\overline{T}_d - T_0) s_{\text{gen}} \tag{37}$$

식 (36)과 식 (37)을 활용하여 터빈과 압축기의 비단열 효율과 엑서지 효율의 범위 및 대소 관계를 파악할 수 있다.

터빈의 비단열 효율(η_d)은 가역 비단열 터빈 출력일(w_d)과 실제 터빈 출력일(w_a)의 비로 정의할 수 있으며 식 (36)을 대입하면 다음과 같다.

$$\eta_d = w_a / w_d = 1 - (w_d - w_a)/w_d = 1 - \overline{T}_d s_{\text{gen}} / w_d \tag{38}$$

여기서 w_a, w_d, $\overline{T}_d$, s_{gen}은 양수이므로

$$0 < \eta_d \leq 1 \tag{39}$$

이 항상 성립한다. 이는 효율 값의 범위에 대한

상식에 부합된다.

터빈의 엑서지 효율과 비단열 효율을 비교하면

$$\eta_\psi - \eta_d = w_a/w_{\mathrm{rev}} - w_a/w_d = (w_d - w_{\mathrm{rev}})(w_a/w_d w_{\mathrm{rev}}) \quad (40)$$

이다. 식 (37)을 식 (40)에 대입하면 다음과 같다.

$$\eta_\psi - \eta_d = (\overline{T}_d - T_0)\, s_{\mathrm{gen}} w_a/w_d w_{\mathrm{rev}} \quad (41)$$

여기서 w_a, w_d, w_{rev}, s_{gen}는 양수이므로 η_ψ와 η_d의 대소 관계는 전적으로 $\overline{T}_d$와 T_0의 대소 관계에 의해 결정된다. 대부분의 터빈에서 팽창 후의 출구 온도는 주위 온도보다 높으므로 즉 $T_2 > T_0$ 이므로 $\overline{T}_d > T_0$일 것이다. 이때는 식 (41)에 의해 $\eta_\psi > \eta_d$ 이다. 따라서 사이클에 대한 2법칙 효율이 1법칙 효율보다 큰 것과 마찬가지로 터빈 과정에 대한 엑서지 효율이 비단열 효율보다 크다. 그러나 공기 냉동 사이클의 저온 팽창기의 특별한 경우에서와 같이 출구 온도 T_2가 주위 온도 T_0보다 상당히 낮다면 $\overline{T}_d < T_0$일 수 있으며, 이때는 $\eta_\psi < \eta_d$ 이 성립한다.

압축기의 비단열 효율은 가역 비단열 압축기 입력일($-w_d$)과 실제 압축기 입력일($-w_a$)의 비로 정의할 수 있으며 식 (36)을 대입하면

$$\eta_d = (-w_d)/(-w_a) = 1 - (w_d - w_a)/(-w_a) = 1 - \overline{T}_d s_{\mathrm{gen}}/(-w_a) \quad (42)$$

이다. 여기서 $-w_a$, $-w_d$, $\overline{T}_d$, s_{gen}은 양수이므로

$$0 < \eta_d \leqq 1 \quad (43)$$

이 항상 성립한다. 이는 효율 값의 범위에 대한 상식에 부합된다.

압축기의 엑서지 효율과 비단열 효율을 비교하면

$$\eta_\psi - \eta_d = (-w_{\mathrm{rev}})/(-w_a) - (-w_d)/(-w_a) = (w_d - w_{\mathrm{rev}})/(-w_a) \quad (44)$$

이다. 식 (37)을 식 (44)에 대입하면 다음과 같다.

$$\eta_\psi - \eta_d = (\overline{T}_d - T_0) s_{\mathrm{gen}}/(-w_a) \quad (45)$$

여기서 $-w_a$, s_{gen}는 양수이므로 η_ψ와 η_d의 대소 관계는 터빈과 마찬가지로 전적으로 $\overline{T}_d$와 T_0의 대소 관계에 의해 결정된다. 대부분의 비단열 압축기에서 압축 후의 출구 온도는 주위 온도보다 높으므로 즉 $T_2 > T_0$ 이므로 $\overline{T}_d > T_0$일 것이다. 이때는 식 (45)에 의해 $\eta_\psi > \eta_d$ 이다. 따라서 사이클에 대한 2법칙 효율이 1법칙 효율보다 큰 것과 마찬가지로 압축 과정에 대한 엑서지 효율이 비단열 효율보다 크다. 그러나 다단압축 냉동 시스템의 저온 압축기의 특별한 경우에서와 같이 출구 온도 T_2가 주위 온도 T_0보다 상당히 낮다면 $\overline{T}_d < T_0$일 수 있으며, 이때는 $\eta_\psi < \eta_d$ 이 성립한다.

식 (39)와 식 (43)을 종합하면 터빈 또는 압축기의 비단열 효율에 대하여 다음이 항상 성립한다.

$$0 < \eta_d \leqq 1 \quad (46)$$

즉, 가역 비단열 과정을 이용하여 식 (38)과 식 (42)와 같이 정의한 '비단열 효율'은 그 값이 항상 0%와 100% 사이에 있으므로 효율 값의 범위에 대한 상식에 부합한다.

실제 과정이 단열이면 상태 $2d$는 상태 $2s$와 같으므로 식 (38)과 식 (42)로 정의한 비단열 효율은 식 (20)과 식 (25)로 정의한 단열 효율과 각각 같다. 즉, 비단열 효율은 단열 효율을 포함하는 일반적인 효율의 정의로 사용할 수 있다.

3.2 예시

이 절에서는 주어진 운전 조건에서 출구 온도의 변화에 따른 비단열 터빈과 압축기의 효율 변화를 구체적으로 알아보고자 한다. Table 1은 터빈과 압축기의 운전 조건을 나타낸다. 주요 수치는 각각 Moran 등[3]의 문제 4.42와 Cengel and Boles[1]의 예제 5-6을 참조하여 정하였다.

과정을 결정하기 위해 다음과 같이 가정하였다. 열전달량은 과정 전후의 엔탈피 변화량에 비례한다. 즉,

$$q_j = \alpha(h_2 - h_1) \quad (47)$$

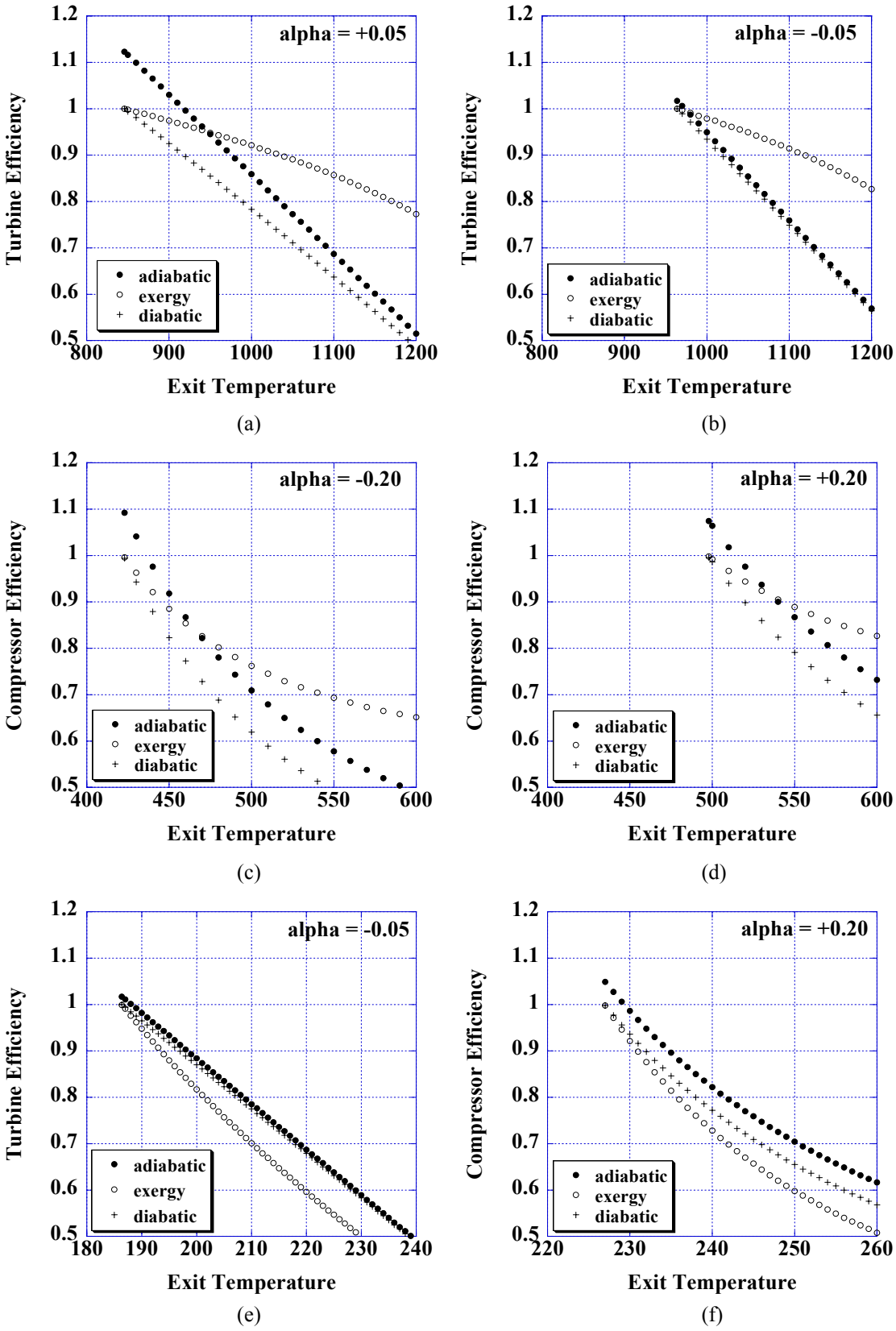

Fig. 4 Efficiencies as a function of exit temperature and α for (a) turbine with heat rejection, (b) turbine with heat addition, (c) compressor with heat rejection, (d) compressor with heat addition, (e) low temperature turbine with heat addition, and (f) low temperature compressor with heat addition

Table 1 Operating Conditions for a Turbine and a Compressor

Location	Turbine	Compressor
Inlet	1000 kPa, 1500 K	100 kPa, 280 K
Exit	200 kPa	600 kPa
Surrounding	290 K	280 K
Heat Source	1500 K	700 K
Heat Sink	290 K	280 K

이다. 여기서 α는 비례상수이며 냉각과 가열을 예시적으로 다루기 위해 도입하였고, 터빈에 대하여 각각 ± 0.05, 압축기에 대하여 각각 ∓ 0.20의 값을 갖는다. 모든 경우에 대하여 검사체적은 하나만의 열원과 열교환을 한다. 가열이 있는 경우에는 고온 열원(heat source)과, 냉각이 있는 경우에는 저온 열원(heat sink)과 열교환을 한다.

이상의 여러 가지 가정에 추가로, 상태량 계산의 편의를 위하여, 작동유체인 공기는 이상기체(기체상수, $R = 0.287$ kJ/kg K)이며 정압비열은 일정하고 그 값은 300 K에서의 값($C_{P0} = 1.004$ kJ/kg K)과 같다고 가정하였다.

Fig. 4(a)에서 터빈의 경우 $(h_2 - h_1) < 0$ 이므로 양수의 α는 음수의 열전달, 즉 열방출(냉각)을 뜻한다. 반대로 압축기의 경우 $(h_2 - h_1) > 0$ 이므로 양수의 α는 양수의 열전달, 즉 열유입(가열)을 뜻한다.

Fig. 4(a)는 냉각되는 터빈의 효율 변화를 출구 온도의 함수로 나타낸다. 엑서지 효율은 항상 1보다 작고 출구 온도가 낮아짐에 따라 상승하여 약 846 K에서 최대값 1을 갖는다. 그 이하의 출구 온도에 대하여는 생성 엔트로피가 음수가 되며 2법칙을 위배하는 과정이 된다. 비단열 효율도 엑서지 효율과 유사하게 출구 온도가 낮아짐에 따라 상승하며 약 846 K에서 최대값 1을 갖는다. 출구 온도와 무관하게 비단열 효율 곡선은 항상 엑서지 효율 곡선 아래에 낮게 위치하며, 엑서지 효율 곡선과 비단열 효율 곡선 모두는 출구 온도가 낮아짐에 따라 상승하여 값이 1인 한 점에 수렴한다. 이와 같은 거동은 Fig. 4(b)(가열 터빈), Fig. 4(c)(냉각 압축기), Fig. 4(d)(가열 압축기)에서도 관찰할 수 있다. 즉, Fig. 4(a)에서 Fig. 4(d)의 네 경우 모두에서 항상 $0 < \eta_d \leq \eta_\psi \leq 1$ 임을 확인할 수 있으며 이는 3.1절에서 논의한 바와 같다. 비단열 효율은 최댓값이 1이며, 이 예시의 경우에 항상 엑서지 효율보다 값이 작은 특성을 갖고 있다.

Table 2 Operating Conditions for a Low Temperature Turbine and Compressor

Location	Turbine	Compressor
Inlet	1000 kPa, 290 K	100 kPa, 180 K
Exit	200 kPa	200 kPa
Surrounding	290 K	280 K
Heat Source	290 K	280 K

단열 효율 η_s도 출구 온도가 낮아짐에 따라 상승하지만, 그 상승률이 높아 단열 효율 곡선은 엑서지 효율 곡선을 가로지르게 되며, 출구 온도가 최저 온도에 도달하면 1보다 큰 최댓값을 갖는다. 이는 2.2절과 2.3절에서 논의한 바와 같다. 단열 효율을 근거로 비단열 과정의 성능을 판단한다면, 실제보다 성능을 좋게 평가하는 결과가 될 가능성이 높다.

Table 2는 주위 온도보다 작동유체의 온도가 낮은 경우에 대한 터빈과 압축기의 운전 조건을 나타낸다. Fig. 4(e)와 Fig. 4(f)는 터빈과 압축기의 효율 변화를 출구 온도의 함수로 각각 나타낸다. 이 경우 모두 $\eta_\psi < \eta_d$ 임을 확인할 수 있으며 이는 3.1절에서 논의한 바와 같다. 단열 효율 η_s은 출구 온도가 낮아짐에 따라 상승하며, 단열 효율 곡선은 엑서지 효율 곡선보다 항상 위에 있고, 출구 온도가 최저 온도에 도달하면 1보다 큰 최댓값을 갖는다. 이는 2.2절과 2.3절에서 논의한 바와 같다.

4. 결 론

비단열 터빈과 압축기의 가장 간단한 1차 근사 모델을 대상으로 열역학적 해석을 하여 단열 효율의 범위 및 단열 효율과 엑서지 효율의 대소 관계를 각각 수식으로 제시하였다. 단열 효율의 사용과 관련하여 발생하는 문제를 해결하는 대안으로 비단열 효율을 정의하고 그의 사용을 제안하였으며, 비단열 효율의 범위 및 비단열 효율과 엑서지 효율의 대소 관계를 각각 수식으로 제시하였다. 다음은 본 연구를 통하여 얻은 결과이다.

(1) 엑서지 효율과 단열 효율의 대소 관계는 단열 터빈과 압축기의 경우에는 엔트로피 평균 온도와 주위 온도에 의해 결정되지만, 비단열 터빈

과 압축기의 경우에는 엔트로피 평균 온도와 주위 온도 외에도 생성 엔트로피, 열원의 온도, 열전달량 등의 값에 의해 결정된다.

(2) 실제 과정과 동일한 열이 전달되는 가역 비단열 과정을 이상 과정으로 채택하여 정의하는 비단열 효율을 제안하였다. 이렇게 정의한 비단열 효율은 항상 0과 1 사이에 있다. 이는 효율 값의 범위에 대한 상식에 부합한다. 또한, 대부분의 경우에 비단열 효율은 엑서지 효율보다 작다. 비단열 과정이 단열 과정을 포함하므로, 단열 효율을 포함하는 일반적인 효율로써 비단열 효율을 사용할 수 있다.

후 기

본 연구는 2014년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제(20134010200580)이며, 교육과학기술부와 한국연구재단의 BK21플러스사업의 일환으로 수행된 연구(S14SN01D0502)입니다.

참고문헌
(References)

(1) Cengel, Y. A. and Boles, M. A., 2015, Thermodynamics: An Engineering Approach, 8th Ed., McGraw-Hill, New York.

(2) Borgnakke, C. and Sonntag, R. E., 2014, Fundamentals of Thermodynamics, 8th Ed., SI Version, John Wiley & Sons, Hoboken.

(3) Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D. and Bailey, M. B., 2012, Principles of Engineering Thermodynamics, 7th Ed., SI Version, John Wiley & Sons, Hoboken.

(4) Casey, M. V. and Fesich, T. M., 2010, “The Efficiency of Turbocharger Compressors with Diabatic Flows,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 132, No. 7, 072302.

(5) Verstraete, D. and Hewakuruppu, Y., 2012, “Impact of Heat Transfer on Centrifugal Compressors of Micro Turbines” In: *ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, American Society of Mechanical Engineers, pp. 983~991.

(6) Sirakov, B. and Casey, M., 2013, “Evaluation of Heat Transfer Effects on Turbocharger Performance,” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 135, No. 2, 021011.

(7) Kaufmann, A., 2014, “Using Turbocharger Maps in Gas Exchange Simulation and Engine Control Units,” *Forschung im Ingenieurwesen*, Vol. 78, No. 1-2, pp. 45~57.

(8) Kim, M., Im, J. and Kim, Y., 2015, “A Study for Efficiency Definition of a High Pressure Cooled Turbine,” *2015 KSPE Spring Conference*, pp. 424~431.

(9) Herold, K. E., Radermacher, R. and Klein, S. A., 1996, Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press, pp. 13~14.