열전달 과정의 해석과 최적화를 위한 엑서지의 응용[1)]

Application of Exergy to the Analysis and Optimization of Heat Transfer Processes

H.Auracher[2)]

요 약

중요한 기본을 요약하고 엑서지를 에너지 변환에서 가장 중요한 기본 과정에 응용하는 열전달 문제를 제시한다. 열전달로 인한 엑서지 손실과 고온체, 저온체의 단열, 열교환기의 설계와 관련된 결과를 논의한다. 또한 비아제오트로픽 (non-azeotropic) 혼합물을 응용한 열펌프 열교환기에서의 엑서지 절약에 대한 연구를 설명한다. 열전달과 압력강하로 인한 손실의 합인 총엑서지 손실이 최소로 되는 최적의 Reymolds 수가 존재함을 보여준다.

1. 서 론

엑서지(exergy)는 에너지 과정 해석과 최적화에 있어서 효과적인 도구이다. 엑서지가 일정하게 유지될 때 과정은 열역학적으로 이상적이고, 엑서지가 소모되는 정도가 열역학적 이상화에서 벗어나는 것이다. 따라서 과정의 최적화는 엑서지의 보존을 뜻하며, 에너지가 결코 소모되거나 파괴되지 않는다는 열역학의 제1법칙에 따라서 에너지의 보존을 의미하는 것이 아니다.

이 글에서 엑서지의 이론과 응용에 관하여 상세히 다룰 수는 없다. 다만 가장 중요한 기초를 요약하고 엑서지의 열전달 과정 응용에 대한 대표적인 예를 취급한다. 관계되는 엑서지 문헌에 대한 광범위한 조사는 문헌 [1, 2]에 서술되어 있다.

1) 이 내용은 1987년 7월22일~23일 한국과학재단과 독일과학재단의 후원으로 본 학회와 한국과학기술원이 주최한 열펌프 및 응용기술에 관한 한·독 열공학세미나에서 발표한 H. Auracher 박사의 글을 번역한 것이다.

2) H. Auracher 박사는 Stuttgart 공대에서 Diplom-Ing., Dr.-Ing.과 Habilitation과정을 마치고 현재는 Stuttgart 대학 열공학 연구소(Institut für Technische Thermodynamik und Thermische Verfahrenstechnik, Universität Stuttgart, Pfaffenwaldring 9, 7000 Stuttgart 80, Federal Republic of Germany)의 Chief Engineer로 근무하고 있다. 독일 냉동공학회 부회장을 역임하였으며, 에너지 이용, 이상유동, 확산 등이 주연구 분야에 속한다.

2. 기 초

2.1 엑서지의 개념

제2법칙에 따르면, 한 형태의 에너지는 항상 완전히 다른 형태의 에너지로 변환되지 않는다. 이러한 제약은 에너지를 변환 가능 부분과 불변환 잔여 부분으로 구성된 것으로 보면 분명히 설명된다. Rant[3]는 변환부분에 대하여 엑서지(exergy), 불변환부분에 대하여 애너지(anergy)의 이름을 쓸 것을 제안하였다. 모든 형태의 기계적 에너지와 전기적 에너지는 순수한 엑서지로 구성된다. 반면 내부에너지, 유체 유동에너지와 열은 변환가능 부분과 불변환 부분으로 구성된다. 엑서지의 항으로 제2법칙은 다음과 같다.

> 과정이 가역적이면, 엑서지는 일정하게 유지되며, 과정이 비가역적이면, 엑서지의 일부는 소모되어 영원히 손실로 된다.

이 서술로부터 엑서지 손실이 임의의 과정의 효율성에 대한 척도가 됨을 알 수 있다. 공장 설계 최적화는 엑서지 손실의 근원과 크기를 산정함으로써 가장 잘 방향을 설정할 수 있다. 이는 엑서지 균형식으로 수행할 수 있다. 이러한 계산에 필요한 주요식을 다음에 요약하였다. 상세한 유도 과정은 Baehr[4]에 의하여 설명되었다.

2.2 유체 유동의 엑서지

공업 문제의 과정은 보통 유체의 유입과 유출이 있는 개방시스템에서 발생한다. 이 때의 비엑서지(specifix exergy) e는 다음 식으로 주어진다.

$$e = h - h_u - T_u(s - s_u) \qquad (1)$$

여기서 h와 s는 순수 유체나 혼합물의 엔탈피와 엔트로피를 뜻한다. 식 (1)에서 입구와 출구의 운동에너지와 위치에너지의 차이는 무시한 것이며, 이는 대부분 타당한 가정이다. 하첨자 u는 기준 상태를 표시한다. 분명히 이 기준 상태는 일반 상수가 아니므로, 주어진 조건에 따라 정의하여야 한다.

유체가 주위와 접촉을 하지 않는 한(앞에서 서술한 개방시스템을 큰 밀폐 사이클 기기의 일부 즉, 열교환기라고 생각할 때), 기준 상태의 정의는 임의로 할 수 있으므로, 이러한 경우, 엑서지 차이만이 실제로 중요하고 T_u에만 의존하게 된다. 실제 개방시스템에서는, 이는 더욱 복잡하게 되고 유체와 주위 사이의 평형이 정의되어야 한다. 이에 대하여는 Szargut[1]에 의하여 설명되었으나, 다음의 설명에서는 취급하지 않기로 한다.

2.3 열의 엑서지

온도 T에 있는 미소열량 dQ의 엑서지 dE는,

$$dE = (1 - T_u/T) \cdot dQ \qquad (2)$$

로 주어진다. 여기서 괄호안의 항은 카노-인자라고 부른다. 전체의 엑서지 E는 식 (2)를 적분하여 구한다. 이 식은 $T \gtrless T_u$의 모든 경우에 적용할 수 있다. $T > T_u$의 경우, E와 Q는 동일한 부호를 갖고, $E < Q$이다(그림1).

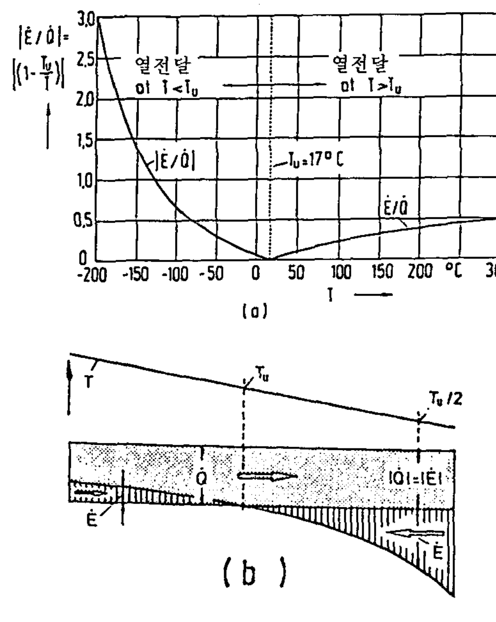

그림 1. $T \gtrless T_u$에서 (a) 엑서지-열의 비와 (b) 엑서지 율

식 (2)는 시간율의 항($\dot{E}, \dot{Q}$)으로 쓸 수 있고, 이 때 $\dot{E}$은 $\dot{Q}$과 동일한 방향에 있다. $T<T_u$의 경우, $\dot{E}$과 $\dot{Q}$의 부호는 상이하여 엑서지와 열유동은 반대 방향이 된다.[4,5] 그림 1 b에서 볼 수 있듯이 $T<T_u/2$일 때, $|\dot{E}|>|\dot{Q}|$이 된다. 따라서, 엑서지는 항상 주위온도로 흐르고 이 방향에서 감소된다.

2.4 엑서지 균형

과정의 열역학적 해석은 일반적으로 제 1법칙과 제 2법칙의 적용을 뜻한다. 제 1법칙에서는 에너지 균형이 이루어져야 한다. 제 2법칙의 필요사항은 엑서지 균형으로 나타낼 수 있다. 이 경우, 개방시스템 (그림 2)을 출입하는 모든 엑서지를 합하면 된다. 시스템의 경계는 전체 플랜트를 둘러 쌀 수도 있고, 일부분인 열교환기, 터어빈, 화학반응기 등을 포함할 수도 있다. 엑서지 유동은 기계적이나 전기적인 동력($\dot{W}_i$), 유체 유동의 엑서지($\dot{M}_i\ e_i$, $\dot{M}_k\ e_k$) 또는 열 엑서지($(\dot{E}_q)_i$)가 될 수 있다. 모든 비가역 과정에서 엑서지가 소모되므로, 유입 엑서지의 합이 유출엑서지의 합보다 크다. 이 차이가 과정의 엑서지 손실이다. 따라서 정상 상태 과정의 균형식은 다음과 같이 된다.

$$\dot{E}_v=\sum_i \dot{W}_i+\sum_i (\dot{E}_q)_i+\sum_i \dot{M}_i\cdot e_i-\sum_k \dot{M}_k\cdot e_k \quad \cdots\cdots (3)$$

여기서 동력 $\dot{W}$은 시스템으로 주어질 때 양으로 잡고 반대의 경우에 음으로 택한 것임을 주의하여야 한다. 이는 또한 $T>T_u$인 경우 $\dot{E}_q$에 대하여도 동일하며, $T<T_u$인 경우에는 반대이다. 이 가정에서 $\dot{E}_v$에 대하여 항상 양의 값이 구해진다. 엑서지 균형은 과정 최적화에서 기초적인 중요성이 있다. 과정 해석에서는 항상 엑서지 균형을 적용하여 관계되는 과정 또는 그의 일부에서 엑서지 손실원을 발견하고 이를 감소시킬 방안을 모색하게 된다.

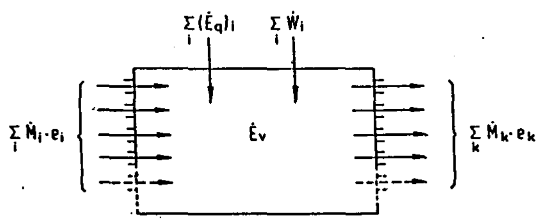

그림 2. 개방시스템에서의 엑서지 유동

2.5 엔트로피 생성과 구이-스토돌라 (Gouy-Stodola) 정리

엑서지 손실율 $\dot{E}_v$은 주어진 엑서지 유동의 일부로서 비가역 과정으로 인하여 애너지(anergy)로 변환되는 부분이다. $\dot{E}_v$은 구이-스토돌라 정리를 사용하여

$$\dot{E}_v=T_u\cdot \dot{S}_i \quad \cdots\cdots (4)$$

로 계산할 수 있다. 여기서 $\dot{S}_i$은 비가역 과정으로 인한 엔트로피 생성을 뜻한다. 결과적으로 엑서지 해석으로부터의 엑서지 손실에 관한 모든 정보는 엔트로피로 표시할 수 있다. 그러나 많은 경우 엑서지로서 더욱 간단하고 명료한 표시를 할 수 있고, 취급하기가 용이하다.

3. 열전달 과정에의 적용

에너지 관련의 모든 플랜트는 기본 과정들로 이루어져, 이것이 복합화되어 완전한 시스템을 생성하는 것이다. 가장 중요한 과정 중의 하나가 열전달과정이다. 예를 들면, 열교환기의 엑서지 손실은 온도차와 압력손실로 인한 것이다. 여기에 혼합 손실이 발생될 수 있으나 대부분 미소하므로 여기서는 다루지 않는다. 다음에서 엑서지 손실원을 열전달 과정의 해석과 최적화에 대하여 다룬다. 경제적인 면[6]은 이 글에서는 취급하지 않는다.

3.1 열전달로 인한 엑서지 손실

온도 T_1으로부터 온도 T_2로 $d\dot{Q}$의 열이 흐를 때 더운 물체는 $d\dot{E}_1=d\dot{Q}\cdot(1-T_u/T_1)$의 엑서지 유동을 공급하고(식 (2)), 찬 물체는 $d\dot{E}_2=d\dot{Q}\cdot(1-T_u/T_2)$의 양을 흡수한다. 이는 T_1과 T_2가 T_u보다 클 때의 열전달에서 성립한다. 온도가 T_u보다 낮으면, 엑서지는 열의 반대 방향으로 흐른다. 그러나 양쪽 경우에 엑

서지 손실율은 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$d\dot{E}_v = d\dot{E}_1 - d\dot{E}_2 = T_u \frac{(T_1 - T_2)}{T_1 \cdot T_2} d\dot{Q} \cdots\cdots (5)$$

이 식으로부터 단열장치와 열교환기에서 유체 사이의 열전달로 인한 엑서지 손실에 대한 중요한 결론을 유도할 수 있음을 다음에서 설명한다.

3.2 주위와의 열교환

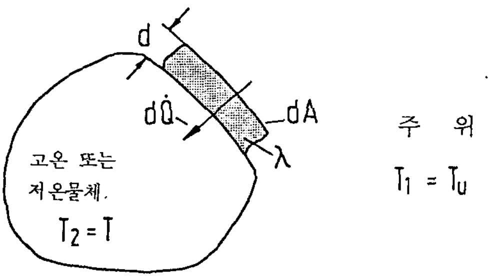

그림 3. 주위와의 열교환

이 경우 온도 T_1과 T_2는 고정되고, 이 중의 한 온도는 주위온도와 동일하다. $T_1 = T_u$이고 $T_2 = T$(그림 3)라고 가정하자. 미소면적 dA를 통하여 열전도율이 λ, 두께가 d일 때 열유동량은 $d\dot{Q} = dA \cdot (\lambda/d) \cdot (T_u - T)$로 계산할 수 있다. 이 식을 식 (5)에 대입하면 다음이 구해진다.

$$d\dot{E}_v = dA \cdot \left(\frac{\lambda}{d}\right) \cdot \frac{(T_u - T)^2}{T} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (6)$$

온도차 항이 2차이므로 분명히 이 결과는 고온 및 저온 물체 모두에 적용이 가능하다. 온도항 $(T_u - T)^2/T$를 $T_u = 290$ K일 때 그림 4에 나타내었다.

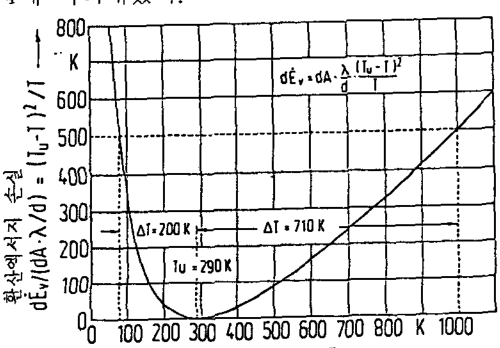

그림 4. 주위와의 열교환으로 인한 엑서지 손실에 대한 식 (6)의 온도 함수

항 (λ/d)가 가급적 작아야 한다는 것은 잘 알려진 사실 이외에(실제는 경제적인 최적치를 선택), 동일한 보온재료로서 동일한 엑서지 손실율에 대하여 90 K에 있는 "저온"물체에서 1,000K에 있는 "고온"물체와 동일한 보온재 두께가 필요함을 그림 4에서 알 수 있다. 주위와의 온도차는 전자의 경우 200 K이고 후자의 경우 710K이다. 따라서 냉동, 특히 저온 기술에서의 보온이 고온에서보다도 더욱 중요함을 알 수 있다.

3.3 열교환기에서 열전달로 인한 엑서지 손실

열교환기는 거의 항상 단열로 취급할 수 있다. 엑서지 손실은 장치내의 유체 사이의 열교환으로 인한 것이다. 이 엑서지 손실은 식 (5)로 계산할 수 있으나, 이 경우 전달하여야 할 열유동율이 주어지고 온도차 $\Delta T = (T_1 - T_2) > 0$이 최적화할 변수가 된다. 식 (5)로부터 다음이 구해진다.

$$\frac{d\dot{E}_v}{d\dot{Q}} = \frac{T_u \cdot \Delta T}{T_1 (T_1 - \Delta T)} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7)$$

유체온도가 일정하지 않은 경우, 총 엑서지 손실 $\int d\dot{E}$은 열역학적 평균온도 T_m을 사용하여 계산할 수 있다. 이 경우 가변온도에서 정압 냉각 또는 가열 과정에서 유체로부터 또는 전달된 총 엑서지 유동, $\dot{E}_b - \dot{E}_e = \dot{M}(e_b - e_e)$는 $\dot{E}_b - \dot{E}_e = \dot{Q}(1 - T_u/T_m)$에 따라 일정한 온도 T_m에서 전달된 열량의 엑서지와 동일하다고 가정한다. 하첨자 b와 e는 유체의 입구와 출구 상태를 뜻한다. 식 (1)은 $T_m = (h_b - h_e)/(s_b - s_e)$로 바꾸어 쓸 수 있다. 일정한 비열의 경우 이 식은 간략하게 $T_m = (T_b - T_e)/ln(T_b / T_e)$으로 된다. 식 (7)에서 T_m을 도입하면, 단위열유동량에 대한 총 엑서지 손실율은 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{\dot{E}_v}{\dot{Q}} = \frac{T_u \cdot \Delta T_m}{T_{m1} (T_{m1} - \Delta T_m)} \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (8)$$

위의 식에서 $\Delta T_m = T_{m1} - T_{m2}$이다. 유체온도가 일정하다면 $T_{m1} = T_1$이고 $T_{m2} = T_2$이다. 우변의 항을 그림 5로 나타내었다. 그림으로

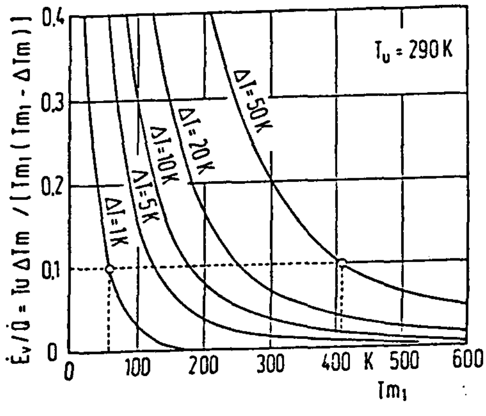

그림 5. 열교환기에서 엑서지 손실에 대한 식 (8)의 온도 함수

부터 고온부에서 큰 온도차가 허용될 수 있는데 비하여 저온 영역에서는 온도차가 가급적 작아야 함을 분명히 알 수 있다. 저온 공학 과정에서는 대단히 큰 열교환 면적이 필요한 것이 예가 된다.

3.4 압축열펌프에서 비아제오트로픽 (non-azerotropic) 혼합물

순수 작동 유체를 열펌프에 사용할 때 증발기와 응축기에서 온도가 일정하게 유지되고(그림 6 a의 T_1), 압력 손실은 무시할 수 있다. 열은 보통 물과 같이 변화하는 온도의 유체 (T_2)로 공급되므로, 응축기나 증발기에서의 평균온도차(ΔT_{m0})는 높게 된다. 그러므로 작동 유체로서 비아제오트로픽(non-azeotropic) 혼합물을 사용함으로써 이 불리점을 해소하도록 자주 제안이 되고 있다. 응축과 증발 과정에서 이러한 혼합물의 온도가 변화하므로 작은 평균온도차를 얻을 수 있다. 이로 인한 엑서지 절약은 식 (8)에서 계산할 수 있다. 성능계수(COP) $\varepsilon_H = \dot{Q}/\dot{W}$을 도입하여 다음 식을 구할 수 있다.

$$\frac{\dot{E}_v}{\dot{W}} = \frac{T_u \cdot \Delta T_m}{T_{m1}(T_{m1}-\Delta T_m)} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (9)$$

여기서 $\dot{W}$은 열펌프 압축기로 공급한 동력을 뜻한다. 식 (9)를 그림 6 b로 나타내어 응축기나 증발기에서의 상대적인 엑서지 손실을 쉽게 추산할 수 있다. 그림 6 b로부터 온도차

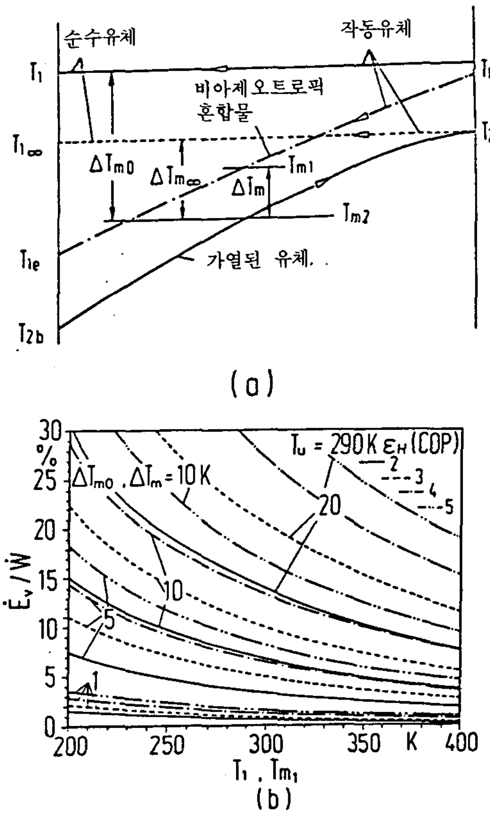

그림 6. 열펌프 열교환기의 엑서지 손실

ΔT_m을 감소시키면 상대적인 엑서지 손실이 크게 감소됨을 알 수 있다. 이는 특히 저온부에서 더욱 중요하다. 이러한 사실은 감소된 ΔT_m이 높아진 COP와 복합화되는 사실을 고려하더라도 중요하다([5]의 그림 1.1.13 참조).

그러나 실제 응용에 있어, 상황은 좀더 복잡하다. 실험 결과를 보면 순수 유체를 사용하는 기존의 열펌프에 비아제오트로픽 혼합물을 사용할 때 다만 일부의 성능 향상이 이루어지고 있다. 그러나 다른 열교환기를 사용한다면, 큰 향상이 이루어질 수 있을 것이다. 이러한 상황을 그림 6 a에서 볼 수 있다. 순수 유체의 경우, 어느 단면에서 온도차가 없어질 때 이론적인 한계가 주어진다. 그러나 일정한 온도 T_1으로 인하여, 유한한 평균온도차($\Delta T_{m\infty}$)가 계속 존재한다. 비아제오트로픽 혼합물을 사용할 때, 평균온도차(ΔT_m)는 양쪽 곡선을 얼마나 완벽하게 조절할 수 있는가에

따라 훨씬 낮은 값으로 감소시킬 수 있다. 실제에는 이 경우에 대형, 고가의 열교환기가 소요되므로 경제적인 최적을 선택하여야 한다.

3.5 압력 손실로 인한 엑서지 손실

압력 손실의 영향을 계산하기 위하여 일이 수행되지 않는 정상 유동에 대한 제1법칙,

$$dq = dh \quad \cdots\cdots (10)$$

으로 시작하고, 입구와 출구의 운동에너지와 위치에너지의 차이는 무시한다. 제2법칙은 엑서지 균형식(식 (3))으로 표시할 수 있다. 단일 유체에서 $\dot{W}=0$인 경우, 다음 식이 구해진다.

$$e_v = e_1 - e_2 + \int_1^2 \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) dq \quad \cdots\cdots (11)$$

깁스(Gibbs)식, $ds=(dh-vdp)/T$을 사용하여 식 (1), (10)과 (11)로부터 유동과정의 마찰로 인한 엑서지 손실에 일반적으로 유효한 식

$$e_v = -T_u \int_1^2 (v/T)\, dp \quad \cdots\cdots (12)$$

이 구해진다. 이 관계식은 압력에 대한 엑서지 손실의 변화율, $de_v/dp = -T_u \cdot (v/T)$가 비체적 v가 증가하고 온도가 감소함에 따라 증가함을 나타낸다. 그러므로, 저온 영역에서 압력손실의 최소화가 특히 중요하다. 식 (12)는 단열 스로틀링에 대하여도 유효함을 유의할 필요가 있다. 즉 LNG 공정에서, 스로틀링이 공정에 들어가는 총엑서지의 많은 부분을 소모한다는 것을 증명할 수 있다.[5]

3.6 최적 레이놀즈(Reynolds)수

식 (12)와 식 (5)를 조합하여 열교환기관에서 유체 유동의 열역학적 최적화에 대한 기준을 유도할 수 있다(엔트로피 생성의 항으로 유사한 계산을 Bejan[8]이 수행하였다). 두 식은 먼저 다음과 같이 다시 정리한다.

식 (12)를 단위 시간, 덕트의 단위 길이의 항으로 바꾸어 쓰면 다음이 구해진다.

$$\frac{d\dot{E}_{v,p}}{dx} = \dot{e}_{v,p} = \frac{T_u}{T}\,\frac{\dot{M}}{S}\left(-\frac{dp}{dx}\right) \quad \cdots\cdots (13)$$

$\dot{M}$은 유량, e는 유체의 밀도를 나타내며, 하첨자 p는 압력 강하에 따른 엑서지 손실을 계산함을 뜻한다. 유동로로서 관이 있을 때, 압력 강하는 다음 식으로 주어진다.

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\dot{M}^2 \cdot 8}{d^5 \cdot \xi \cdot \pi^2} \quad \cdots\cdots (14)$$

여기서 ξ는 마찰계수, d는 관의 직경이며, ξ는 레이놀즈수의 함수로

$$\xi = C_1 \cdot Re^{-q} \quad \cdots\cdots (15)$$

로부터 계산할 수 있다. 이때 상수 C_1과 q는 층류, 난류의 유동 형태와 관벽의 조도에 따라 다르다. 식(14)와 (15)를 식 (13)에 대입하고,

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{M}}{\pi \cdot \mu \cdot d} \quad \cdots\cdots (16)$$

을 감안하면 최종적으로 다음이 구해진다.

$$\dot{e}_{v,p} = \frac{T_u \cdot \mu^5 \cdot \pi^3 \cdot C_1}{\dot{M}^2 \cdot \xi^2 \cdot T \cdot 128} \cdot Re^{(5-q)} \quad \cdots\cdots (17)$$

위 식에서 μ는 유체의 점도를 뜻한다.

유사한 방법으로 열전달($\dot{e}_{v,q}$)로 인한 단위 시간, 덕트의 단위 길이에 대한 엑서지 손실을 구할 수 있다. 식 (7)로부터

$$\dot{e}_{v,p} = \frac{d\dot{Q}}{dx} \cdot \frac{T_u \cdot \Delta T}{T(T-\Delta T)} \quad \cdots\cdots (18)$$

이 구해지며, 여기서 ΔT는 관벽온도와 유체의 평균온도와의 온도차이다. 단위 길이당의 열유동은 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{d\dot{Q}}{dx} = \dot{q} = \alpha \cdot \Delta T \cdot \pi \cdot d \quad \cdots\cdots (19)$$

여기서, α는 열전달계수이다. 유체의 열전도율을 λ로 표시하여 누셀(Nusselt)수,

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad \cdots\cdots (20)$$

을 도입하고, 완전히 전개된 난류유동에서 Nu를 Dittus-Boelter 형태의 식,

$$\mathrm{Nu} = C_2 \cdot Re^n \cdot Pr^m \quad \cdots\cdots (21)$$

로 계산할 수 있다고 가정하면, 식 (18)~(21)로부터 다음 식이 구해진다.

$$\dot{e}_{v,p} = \frac{T_u \cdot \dot{q}^2}{T^2 \cdot \lambda \cdot \pi \cdot C_2 \cdot Pr^m} \cdot Re^{-n} \quad \cdots\cdots (22)$$

단순화를 위하여 합리적인 가정, ($\Delta T/T$)

$<<1$을 사용하였다. 지수 m과 n은 상수이고, Pr은 프란틀(Prandtl)수이다.

단위 시간과 덕트 단위 길이당의 총 엑서지 손실은 식 (17)과 식 (22)로부터 다음과 같이 된다.

$$\dot{e}_{\mathrm{v}}=\frac{T_{\mathrm{u}}\cdot\mu^{5}\cdot\pi^{3}\cdot C_{1}}{\dot{M}^{2}\cdot\xi^{2}\cdot T\cdot 128}\cdot Re^{(5-q)}+$$

$$\frac{T_{\mathrm{u}}\cdot\dot{q}^{2}}{T^{2}\cdot\lambda\cdot\pi\cdot C_{2}\cdot Pr^{\mathrm{m}}}\cdot Re^{-\mathrm{n}}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots(23)$$

$q<1$이고 $n>0$이므로, 주어진 $\dot{q}$와 $\dot{M}$에 대하여 $\dot{e}_{\mathrm{v}}$이 최소가 되는 최적 레이놀즈수가 존재함을 알 수 있다. $\partial\dot{e}_{\mathrm{v}}/\partial Re=0$으로부터 다음이 구해진다.

$$Re_{\mathrm{opt}}=\left(\frac{1.31\cdot n}{C_{1}\cdot C_{2}\cdot(5-q)}\right)^{1/(5+\mathrm{n}-\mathrm{q})}\cdot$$

$$B^{2/(5+\mathrm{n}-\mathrm{q})}\cdot Pr^{-\mathrm{m}/(5+\mathrm{n}-\mathrm{q})}\quad\cdots\cdots\cdots(24)$$

여기서, B는 다음의 무차원수로서 $\dot{M}$, $\dot{q}$,유체의 성질과 평균온도로 결정된다.

$$B=\frac{\xi\cdot\dot{M}\cdot\dot{q}}{\mu^{5/2}\cdot(\lambda\cdot T)^{1/2}}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(25)$$

분명히 최적 Re수는 $\dot{M}\cdot\dot{q}$이 증가하면 함께 증가한다. 즉, 바꾸어 말하면, $\dot{M}\cdot\dot{q}$의 곱이 증가하면 최적이 되기 위하여 관직경 d가 감소되어야 함을 뜻한다.

식 (24)를 식 (23)에 대입하면 단위 시간, 단위 덕트 길이에 대한 최소 총엑서지 손실($\dot{e}_{\mathrm{vmin}}$)이 구해진다. 또한 $\dot{e}_{\mathrm{v}}$의 최소값 $\dot{e}_{\mathrm{vmin}}$에 대한 상대량을 계산할 수 있으며, 결과는 다음과 같다.

$$\frac{\dot{e}_{\mathrm{v}}}{\dot{e}_{\mathrm{min}}}=\left(1+\frac{n}{5-q}\right)^{-1}\cdot\left(\frac{Re}{Re_{\mathrm{opt}}}\right)^{-\mathrm{n}}+$$

$$\left(\frac{5-q}{n}+1\right)^{-1}\cdot\left(\frac{Re}{Re_{\mathrm{opt}}}\right)^{5-\mathrm{q}}\quad\cdots\cdots\cdots(26)$$

(Re/Re_{opt})은 (d_{opt}/d)에 상응함을 식 (16)에서 알 수 있다. 지수로서 적절한 값, 예를 들면 $n=0.8$, $q=0.2$를 택할 때 $\dot{e}_{\mathrm{v}}/\dot{e}_{\mathrm{vmin}}$과 Re/Re_{opt}, d_{opt}/d의 관계를 그림 7로 나타낼 수 있다.

상대적인 엑서지 손실율은 최적치 근방에서 크게 변화한다. Re수 0.5에서 단위 관길이당의 엑서지 손실율은 최적치를 50% 상회한다.

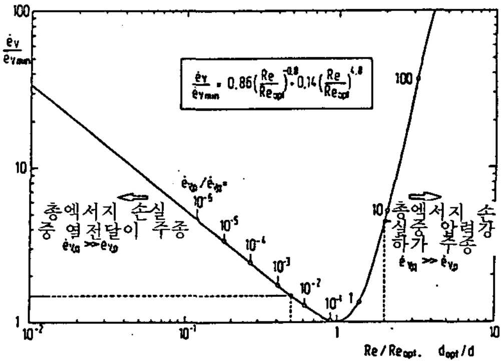

그림 7. 열교환기관의 상대적인 엑서지 손실율

압력 손실이 총엑서지 손실율에서 우세를 차지하는 최적치의 우측에서, $\dot{e}_{\mathrm{v}}/\dot{e}_{\mathrm{vmin}}$은 더욱 급격하게 증가한다. $Re/Re_{\mathrm{opt}}=2$에서, 그 증가는 4.4배가 된다.

최적상태에서 두 엑서지 손실원의 비는 $\dot{e}_{\mathrm{v,p}}/\dot{e}_{\mathrm{v,q}}\approx 0.16$이다. 그러므로, 최적의 경우에 압력강하 손실은 열전달손실의 약 16% 뿐이다. 따라서 열역학적 관점에서 보면, 열교환기 설계에서 압력 손실과 열전달 손실을 거의 동일하게 취급하는 것은 옳지 않은 것이다.

비원형 단면을 가진 덕트에서도 대수적인 표현만 간단하지 않을 뿐 유사한 결과를 구할 수 있다. 정성적인 결과는 열교환기관의 내측과 외측에 모두 유효하다. 그러나, 이 결과는 열교환기의 특정 단면에서만 적용된다. 식 (24)의 무차원수 B는 전체 장치에서 보통 일정하지 않으므로 열교환기의 설계에서는 적분값, $\dot{E}_{\mathrm{v}}=\int_{l}\dot{e}_{\mathrm{v}}dx$($l$: 교환기 길이)이 최소가 되도록 하여야 한다. 여기서 $\dot{e}_{\mathrm{v}}$은 관의 내부의 특정 단면(식 (23)) 또는 외부에서의 총엑서지 손실율을 나타낸다.

마지막으로 열역학적 최적보다는 경제적인 최적을 모색하는 문제를 취급하자. 엑서지 손실이 항상 경제적인 관점과 대응되지 않는다는 것은 분명하다. 압력강하 손실이 열전달 손실보다 비쌀 수도 있고, 그 반대일 수도 있다. 또한 이는 시간과 장소에 따라 변한다. 그럼에도 불구하고 이 사실이 결과를 원칙적으로 바꾸어 놓지는 않는다. 상이한 엑서지 손실

(식 (17)과 (22))을 상이한 비용인자로 곱하여 상이한 최적치를 구하게 될 수는 있으나, 최적치는 존재하며 이는 동일한 방법으로 구할 수 있다.

4. 결 론

열역학적 과정 최적화의 목표는 항상 에너지가 아닌 엑서지의 절약에 있다. 엑서지 균형이 엑서지 손실의 근원과 크기를 산정하고 최적 플랜트를 구성하는 효과적인 방법이다. 열전달 과정에 응용하는 몇 개의 예만을 여기서 고려하였다. 그러나, 다른 과정에 대한 방법도 동일하게 취급할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. J. Szargut, International progress in second law analysis, Energy 5, 709-718 (1980).
2. W. Fratzscher and J. Beyer, Stand und Tendenzen bei der Anwendung und Wei] terentwicklung des Exergiebegriffs, Chem. Technik 33, 1-10 (1981).
3. Z. Rant, Exergie, ein neues Wort fur "technische Arbeitsfähigkeit", Forsch. Arb. Geb. Ing. Wes. 22, 36-37 (1956).
4. H.D. Baehr, Thermodynamik, 4th ed. Springer, Berlin (1978).
5. H. Auracher, Thermodynamic fundamentals and the use of exergy, in, Saving of Energy in Refrigeration, ch. 1, pp.1-26, International Institute of Refrigeration, Paris (1980).
6. R.A. Gaggioli and W.J. Wepfer, Exergy economics, Energy 5, 823-837 (1980).
7. H. Kruse, Improving industrial heat pumps by applying refrigerant mixtures, Heat Recovery Systems, Vol.4, No.5 (1984).
8. A. Bejan, Second law analysis in heat transfer, Energy 5, 721 (1980).