

◎ 論 文

## 현열 축열조의 성능에 관한 엑서지 해석

김 시 밍\* · 권 순 석\*\*  
(1988년 4월 6일 접수)

### Exergy Analysis on the Storage Performance of the Sensible Heat Storage Unit

S. P. Kim and S. S. Kwon

**Key Words :** Thermal Energy(축열), Exergy(엑서지), Exergy Storage(엑서지 저장)  
Entropy Generation(엔트로피 생성), Sensible Heat Storage(현열축열)

#### Abstract

The exergy analysis on the heat storage performance of the sensible heat storage unit which consists of the heat storage material in the concentric annulus and the hot fluid flowing through the inner tube is performed.

Heat transfer characteristics which are necessary for the performance of the exergy analysis is obtained from the energy balance equations and the second law of thermodynamics.

As the index of heat storage performance, the exergy loss number  $N_s$ , and exergy storage ratio from the concepts of the second law of thermodynamics are defined.

Results are obtained for the geometry of the storage unit, the Biot number  $Bi$ , ambient temperature  $T_0$  as parameters. From these results the exergy storage ratio can be considered as the efficiency of the heat storage unit and is introduced as a guide to design.

#### 기 호 설 명

$A$ : 유로 단면적	$P$ : 축열조 내관의 내측 원주길이
$Bi$ : Biot수	$Q$ : 열량
$c_p$ : 정압비열	$R$ : 부차원 반경방향 좌표
$EX$ : 엑서지	$r$ : 반경방향 좌표
$h$ : 열전달계수	$r_i$ : 축열조 내관의 반경
$k$ : 축열물질의 열전도율	$r_o$ : 축열조 외관의 반경
$L$ : 축열조의 길이	$S$ : 엔트로피
$N_s$ : 엑서지 손실수	$St$ : Stanton수
	$T$ : 온도
	$t$ : 시간

\* 정회원, 동아대학교 공과대학 기계공학과

\*\* 동아대학교 공과대학 기계공학과

- $v$  : 내관내 단면평균유속
- $x$  : 축방향 좌표
- $X$  : 무차원 축방향 좌표

**그리스 문자**

- $\alpha$  : 열확산계수
- $\theta$  : 무차원 온도
- $\rho$  : 밀도
- $\tau$  : 무차원 시간

**첨 자**

- $c$  : 축열조의 외부
- $f$  : 내관내의 유체
- $gen$  : 생성량
- $i$  : 축열조의 내부
- $in$  : 축열조 입구
- $l$  : 손실량
- $max$  : 최대치
- $0$  : 주위의 대기상태
- $s$  : 축열매질
- $sto$  : 저장되는 양
- $t_0$  : 총용량
- $w$  : 벽면

**1. 서 론**

화석연료의 대체에너지원으로서 관심의 대상이 되고 있는 태양열을 효율적으로 이용하기 위해서 또는 열기관회 회 효과적인 폐열이용 등을 위해서 열에너지의 저장기술이 필요하다.

현재까지 수행된 축열조의 성능에 관한 연구는 대부분 에너지 보존의 관점에서 해석되고 있었다<sup>1,2)</sup>. 그러나 에너지에 대한 단순한 양적인 해석은 에너지 변환시의 유용성이나 에너지의 질을 평가하는 데에는 미흡한 점이 있다고 생각된다. 에너지의 질을 평가하기 위해 열역학 제2법칙의 개념을 도입한 가용에너지(엑서지) 해석을 이용해서 연소기기, 공기조화장치, 열교환기 및 발전 등의 열역학적 시스템에 대한 해석이 시도되고 있다<sup>3)</sup>.

가용에너지의 개념을 도입해서 Bejan은 이상화된 현열 축열조의 축열특성을 연구하였으나 축열조의 형상이나 재질의 변화 등에 대해서는 구체적인

해석을 하지 않았다<sup>4)</sup>. 본 연구에서는 내관에 열공급유체가 유동하고, 내관과 외관 사이에 열저장 물질이 있는 동심의 원관형 현열 축열조에 대해서 축열조 형상의 변화, 주위 온도의 변화 및 Biot수의 변화가 축열 성능에 미치는 영향을 엑서지 개념을 도입한 구체적인 계산을 통하여 연구하였다.

**2. 해 석**

**2.1 모델**

Fig. 1에서 보는 것처럼 해석의 대상인 축열조는 축열매질 내에 열공급유체의 통로가 규칙적으로 배열된 형상이다. 동심원으로 이루어진 하나의 축열관에 대해서 Fig. 2와 같이 모델 및 좌표계를 설정하였다.

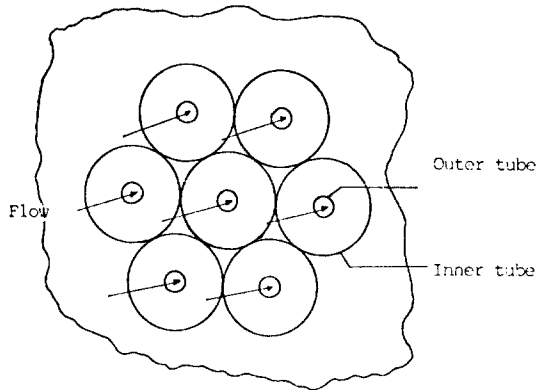


Fig. 1 Heat storage unit configuration

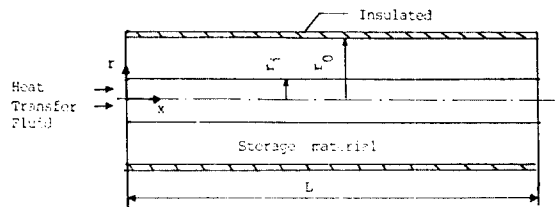


Fig. 2 Schematic diagram of the storage unit

**2.2 지배 방정식**

내관과 외관의 관벽두께를 무시할 때 지배방정식은 다음과 같다.

열공급 유체

$$\rho_f C_f v A \frac{\partial T_f}{\partial x} = hP(T_w - T_f) \quad (1)$$

축열매질

$$\frac{1}{\alpha_s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} \quad (2)$$

초기조건 및 경계조건은 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} t=0, \quad T_s &= T_f = T_0 \\ t>0, \quad r=r_0, \quad \frac{\partial T}{\partial r} &= 0 \\ r=r_i, \quad h(T_f - T_w) &= -k_s \frac{\partial T}{\partial r} \\ x=0, \quad \frac{\partial T_s}{\partial x} &= 0, \quad T_f = T_{f,in} \\ x=L, \quad \frac{\partial T_s}{\partial x} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

다음의 무차원수

$$Bi = \frac{hr_i}{k_s}, \quad St = \frac{h}{\rho_f C_f v}, \quad \theta = \frac{T - T_0}{T_{f,in} - T_0} \quad (4-1)$$

및 무차원 좌표변환

$$R = \frac{r}{r_i}, \quad X = \frac{x}{r_i}, \quad \tau = \frac{\alpha_s t}{r_i^2} \quad (4-2)$$

을 통하여 전술한 지배방정식과 초기조건 및 경계조건을 무차원화 하면 각각 다음과 같다.

열공급 유체

$$\frac{1}{2} \frac{\partial \theta_f}{\partial X} = St(\theta_{sw} - \theta_f) \quad (5)$$

축열 매질

$$\frac{\partial \theta_s}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial X^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial R} \left( R \frac{\partial \theta_s}{\partial R} \right) \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} \tau=0, \quad \theta_s &= \theta_f = 0 \\ \tau>0, \quad R=R_{max}, \quad \frac{\partial \theta_s}{\partial R} &= 0 \\ R=1, \quad Bi(\theta_{sw} - \theta_f) &= \frac{\partial \theta^s}{\partial R} \\ X=0, \quad \theta_f = 1, \quad \frac{\partial \theta_s}{\partial X} &= 0 \\ X=X_{max}, \quad \frac{\partial \theta_s}{\partial X} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

식(5)와 식(6)의 해를 구하기 위해 IAD법에 의한 유한차분법을 사용하였으며 격자점의 수는 R방향으로 11개, X방향으로 41개를 잡았고 무차원시간  $\tau$ 의 증분은 2로 하여 계산하였다.

### 2.3 엑서지 해석

Fig. 3에서 처럼 시스템을 축열조와 출구이후의 두

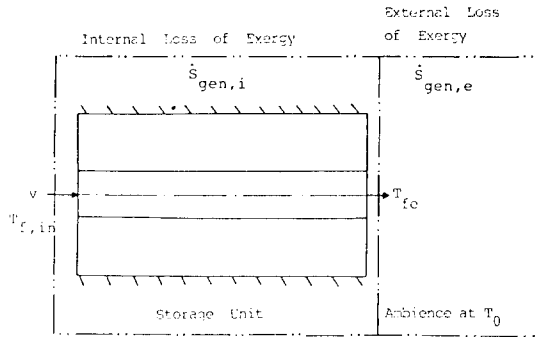


Fig. 3 Sources of exergy loss for the storage unit and the ambience

부분으로 나누면 전체의 단위시간당 엔트로피 생성을  $\dot{S}_{gen,e}$ 은 축열조에서의 생성을  $\dot{S}_{gen,i}$ 와 외부에서의 생성을  $\dot{S}_{gen,e}$ 의 합이 된다.

축열조에서의 엔트로피 생성은 열전달과정 및 유체와 벽면의 마찰에서 기인하지만, 본 연구에서는 마찰에 의한 엔트로피의 생성은 고려하지 않았다. 따라서  $\dot{S}_{gen,i}$ 는 다음과 같이 된다<sup>4)</sup>.

$$\dot{S}_{gen,i} = 2\pi(\rho c)_s \int_0^L \int_{r_i}^{r_0} \frac{k}{T^2} \left\{ \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)^2 \right\} r dr dx + \int_0^L \frac{hP(T_f - T_{s,w})^2}{T_f^2} dx \quad (8)$$

위의 식에서 우변의 첫째항은 축열 매질 내에서의 엔트로피 생성율을, 둘째항은 열공급 유체에서의 엔트로피 생성율을 나타낸다.

한편 축열조에서 나온 유체가 대기중으로 냉각되면서 생성되는 엔트로피인  $\dot{S}_{gen,e}$ 를 구하기 위해 온도  $T_{f,e}$ 인 유체와 온도  $T_0$ 인 주위대기와의 열교환 과정을 고려하면 다음과 같이 된다.

$$\dot{S}_{gen,e} = \rho_f c_f v A \left( \frac{T_{f,e} - T_0}{T_0} - \ln \frac{T_{f,e}}{T_0} \right) \quad (9)$$

엑서지의 손실량  $EX_I$ 은 엑서지의 정의 및 Gouy-Stodola 정리에 의하여 다음과 같이 구할 수 있다<sup>4)</sup>.

$$EX_I = T_0 \int_0^t \dot{S}_{gen} dt \quad (10)$$

한편 단위시간 당 엑서지의 유입량  $\dot{EX}_I$ 은 온도  $T_{f,in}$ , 질량유량이  $\rho_f v A$ 인 유체의 흐름이 가지는 엑서지이므로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{EX}_I = (\rho c)_f v A (T_{f,i} - T_0 - T_0 \ln \frac{T_{f,i}}{T_0}) \quad (11)$$

따라서 시각 0에서 임의의 시각  $t$ 의 사이에 유입된 엑서지 양  $EX_I$ 은 다음 식과 같이 된다.

$$EX_i = \dot{E}X_i \cdot t \quad (12)$$

같은 시간 내에 축열조에 저장된 엑서지는 다음식

$$EX_{sto} = \dot{E}X_i - EX_i \quad (13)$$

에서 구할 수 있다.

2.2절에서 구한 시간에 따르는 온도 분포를 식(8)과 식(9)에 대입하면 엑서지 값을 계산할 수 있다.

축열조의 엑서지 저장 능력을 나타내기 위해 다음과 같이 엑서지 손실수  $N_s$ , 엑서지저장비  $EX_1$  및  $EX_2$ 를 정의한다.

$$N_s = \frac{EX_i}{EX_i}, \quad EX_1 = \frac{EX_{sto}}{EX_i}, \quad EX_2 = \frac{EX_{sto}}{EX_{i0}} \quad (14)$$

여기에서  $EX_{i0}$ 는 축열조의 엑서지용량을 나타낸다.

### 3. 결과 및 검토

저장된 에너지의 질을 평가하는 방법으로서 엑서

지 저장비와 비교하기 위하여 다음과 같이 에너지의 양적인 평가기준을 도입한다.

$$EN_1 = \frac{Q(t)}{Q_i(t)}, \quad EN_2 = \frac{Q(t)}{Q_{i0}} \quad (15)$$

여기에서  $Q(t)$ 는 시간 0에서  $t$ 까지 저장된 열량을,  $Q_i(t)$ 는 시간  $t$ 까지 공급된 열량을 나타내며  $Q_{i0}$ 는 축열조가 가지는 열용량을 나타낸다.

축열성능을 지배하는 인자들은 축열조의 길이, 반경, Biot수, Stanton수, 주위온도  $T_0$  및 초기의 유체와 축열제간의 온도차  $\Delta T$  등이다. 본 연구에서는 특히 축열조의 기하학적 형상, 주위온도 및 Biot수의 변화가 축열성능에 미치는 영향을 검토하였다.

시간의 경과에 따르는 엑서지 손실수  $N_s$ , 엑서지 저장비  $EX_1$  및  $EX_2$ , 에너지저장비  $EN_1$  및  $EN_2$ 의 관계를 Fig. 4~Fig. 7에 나타내었다.

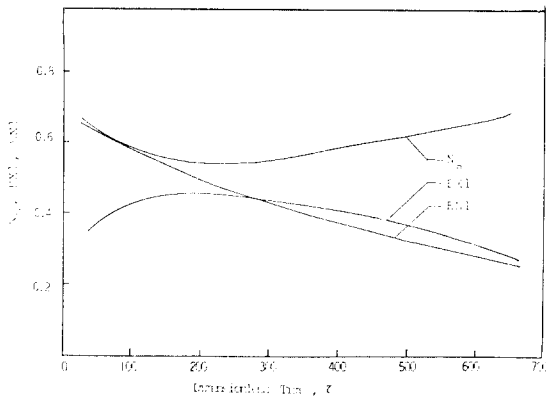


Fig. 4 Exergy loss number, exergy and energy storage ratio for  $R_{max}=10$ ,  $X_{max}=200$ ,  $St=0.005$ ,  $Bi=0.5$ ,  $T_0=300$ ,  $\Delta T=100$

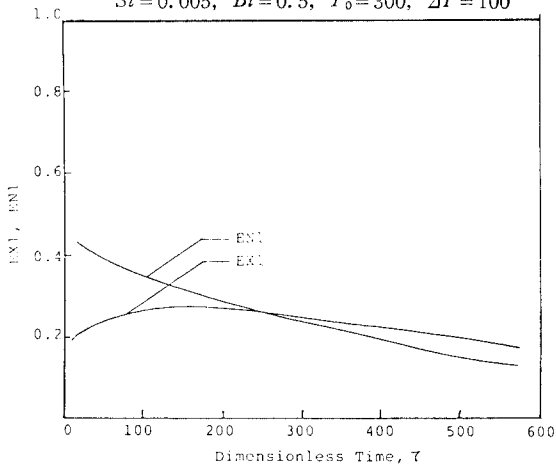


Fig. 5 Exergy and energy storage ratio for  $R_{max}=10$ ,  $X_{max}=200$ ,  $St=0.005$ ,  $Bi=0.5$ ,  $T_0=300$ ,  $\Delta T=100$

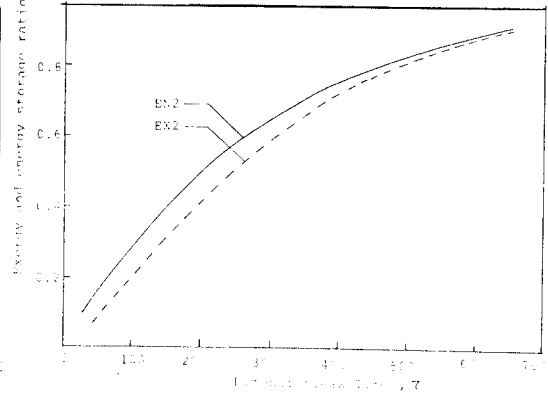


Fig. 6 Exergy and energy storage rate for  $R_{max}=10$ ,  $X_{max}=100$ ,  $St=0.005$ ,  $Bi=0.5$ ,  $T_0=400$ ,  $\Delta T=100$

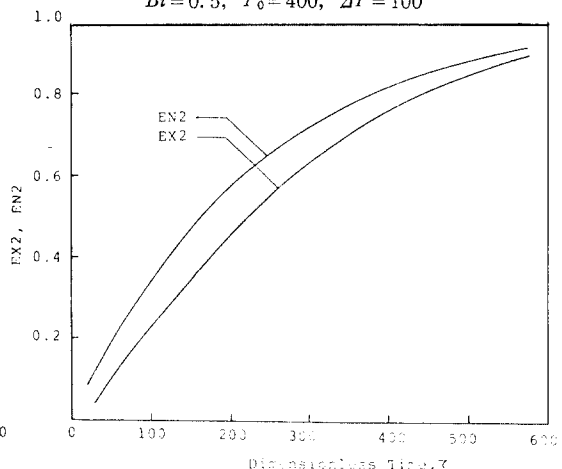


Fig. 7 Exergy and energy storage ratio for  $X_{max}=100$ ,  $R_{max}=10$ ,  $St=0.005$ ,  $Bi=0.5$ ,  $T_0=300$ ,  $\Delta T=100$

열공급유체와 인접한 축열매질 내에서 초기에는 반경방향의 온도구배가 급격하다가 시간의 경과에 따라 점차 완만해 지므로 에너지저장비  $EN_1$ 은 단조 감소한다. 한편  $\tau$ 가 작은 때에는 열전달율이 크기 때문에 엔트로피 생성량은 증가하지만 출구에서의 유체온도가 낮으므로 외부 엔트로피 생성량은 대단히 작아 엑서지 저장비  $EX_1$ 은 증가한다.  $\tau$ 의 경과에 따라서 열전달율이 차츰 감소하고 축열조 내의 온도구배가 완만해지면, 내부의 엔트로피 생성율의 증가는 둔화되고 차츰 유체의 출구온도가 높아지므로 외부 엔트로피 생성율이 증가되어  $EX_1$ 은 감소한다. 따라

서 Fig. 4에 보는 것처럼  $EX_1$ 의 최대점이 존재한다.

Fig. 5 및 Fig. 7에서 보는 것처럼 에너지저장비  $EN_2$ 와 엑서지저장비  $EX_2$ 는  $\tau$ 의 경과에 따라 1에 근접하고 있으나  $EX_2$ 의 값이  $EN_2$ 의 값보다 항상 작은 것은 동일한 양의 에너지라도 절대온도가 낮을 수록 엑서지값이 작아지기 때문이라고 생각된다.

축열조의 열용량이 일정한 경우, 축적격이 일정한 경우에 형상의 변화가 축열성능에 미치는 영향을 Fig. 8~Fig. 11에 나타내었다. Fig. 8과 Fig. 9에서 보는 것처럼 세장형이 될수록  $EN_1$ 과  $EX_1$ 이 커져져 되는데 이것은 열공급유체와 축열매질 사이의 열전달

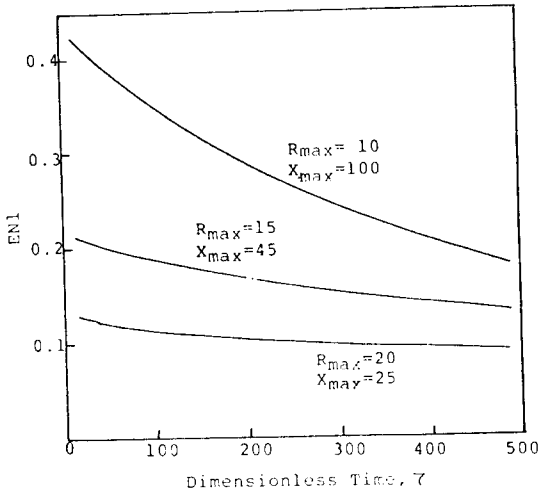


Fig. 8 Influence of geometry on energy storage ratio for  $St=0.005$ ,  $Bi=0.5$ ,  $T_0=400$ ,  $\Delta T=100$

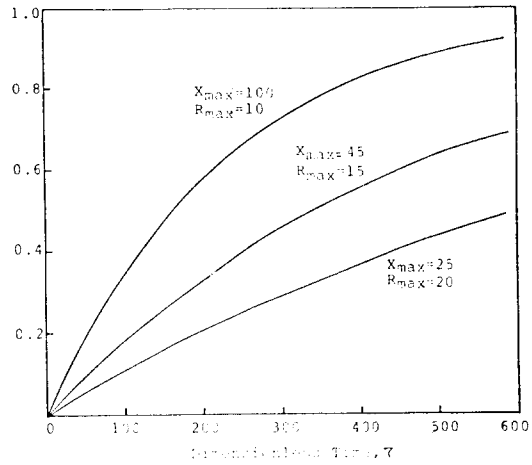


Fig. 10 Influence of geometry on energy storage ratio for  $St=0.005$ ,  $Bi=0.5$ ,  $T_0=400$ ,  $\Delta T=100$

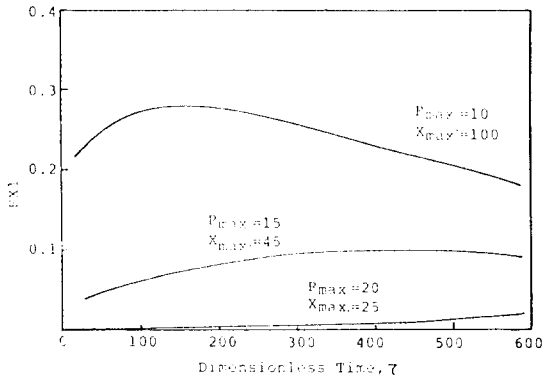


Fig. 9 Influence of geometry on energy storage ratio for  $St=0.005$ ,  $Bi=0.5$ ,  $T_0=400$ ,  $\Delta T=100$

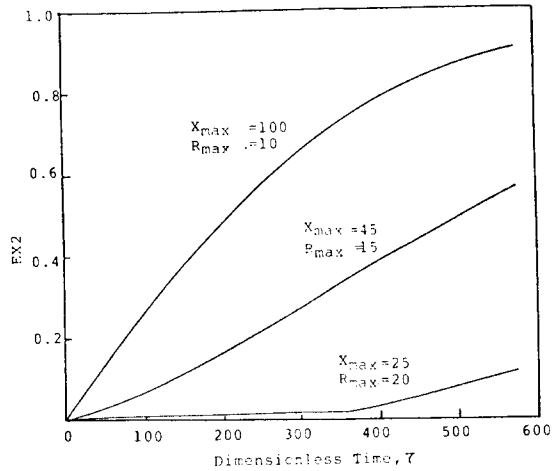


Fig. 11 Influence of geometry on exergy storage ratio for  $St=0.005$ ,  $Bi=0.5$ ,  $T_0=400$ ,  $\Delta T=100$

적의 증가로 열전달량이 많아지기 때문이며 아울러 유체의 출구온도가 낮아져 외부에서의 엑서지 손실이 줄어들기 때문이다.

본 연구에서는 고려되지 않았지만 유체와 관벽의 마찰에 의한 엑서지 손실도 그 값이 의미를 가질 정도로 클 때는 엄밀한 해석을 위해서 고려되어야 할 것으로 생각된다.

Fig. 10과 Fig. 11은 정상변화에 따르는 에너지저장비  $EN_2$ 와 엑서지저장비  $EX_2$ 를 계산한 결과이다.

짧고 굵은 형상이 된수록  $EN_2$ 는 작아지지만 유체와 축열매질사이의 열전달율은 관 입구부에서 대단히 크고 출구 쪽으로 갈 수록 급격하게 작아지므로 길이의 감소에 따르는  $EN_2$ 의 감소경도는 완만하다.

그러나 Fig. 11에서 처럼 세장형과 짧고 굵은 형의 축열조에서  $EX_2$ 의 차이는 대단히 크며, 그것은 주로 출구 유체가 대가 중에 버리는 엑서지량의 차이에 기인한다고 생각된다.

반경방향의 크기는 고정되고 단순히 길이만 증가하는 경우의 엑서지 저장비  $EX_1$ 과  $EX_2$ 의 변화를 Fig. 12~Fig. 13에 나타내었다. 일정량의 엑서지가 공급될 때 짧은 축열조 보다는 긴 축열조가 열 교환량이 많으므로 내부 엑서지 손실이 크지만 외부로 버리는 엑서지 양이 급격히 감소하므로 긴 축열조의 경우가  $EX_1$ 이 크게된다. 그러나  $EX_2$ 의 경우에는 짧은 축열조 쪽이 더 크게 나타났다. 그것은 긴 축열조를 여러 개의 짧은 축열조의 직렬 연결이라고 생각하면 두번째 축열조 부터는 각각의 입구에서 공급받는 엑서지 양이 첫번째 축열조 보다 작기 때문이다. 이상의 관계가 Fig. 14에 정리되어 있다.

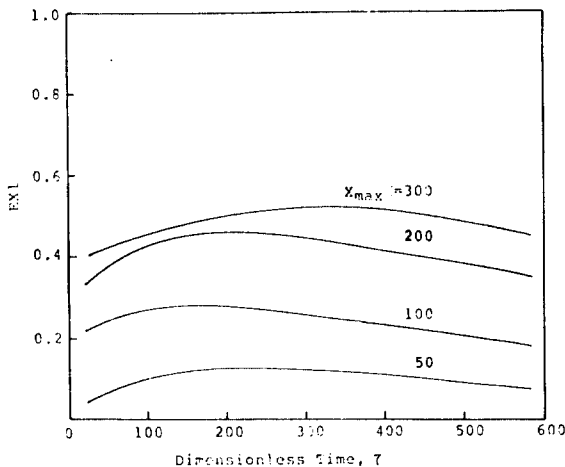


Fig. 12 Influence of the storage unit length on exergy storage ratio for  $R_{max}=10$ ,  $St=0.005$ ,  $Bi=0.5$ ,  $T_0=400$ ,  $\Delta T=100$

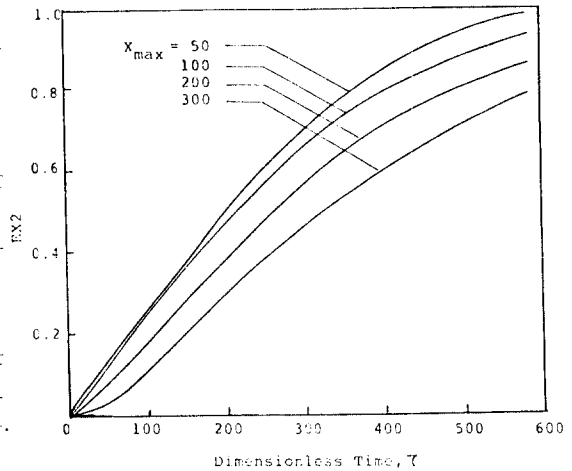


Fig. 13 Influence of the storage unit length on exergy storage ratio for  $R_{max}=10$ ,  $St=0.005$ ,  $Bi=0.5$ ,  $T_0=400$ ,  $\Delta T=100$

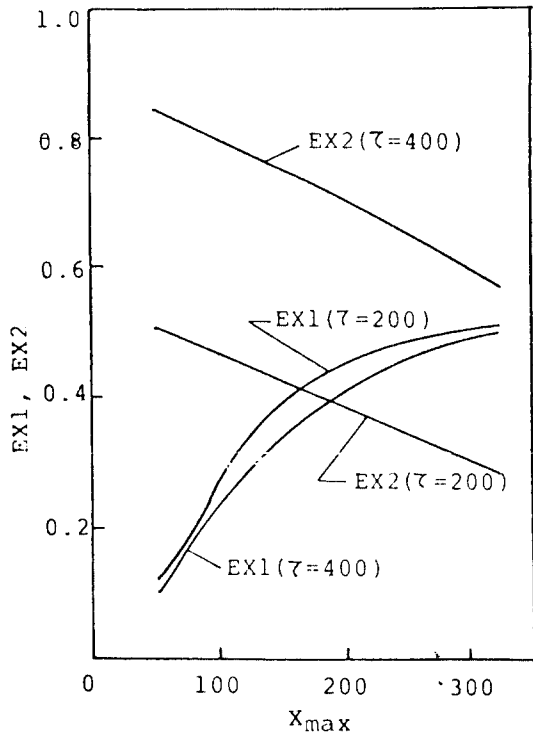
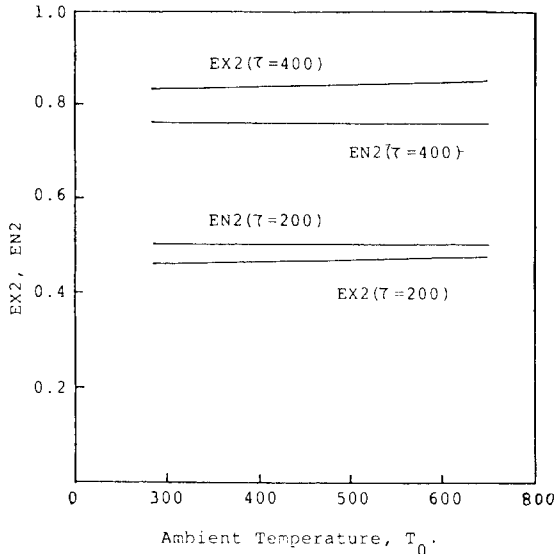


Fig. 14 Exergy and energy storage ratio vs.  $X_{max}$  for  $St=0.005$ ,  $Bi=0.5$ ,  $T_0=400$ ,  $\Delta T=100$

에너지 해석에서는 온도의 차만이 문제가 되므로 적절한 무차원수, 무차원 변수와 더불어 무차원 온도 차를 도입할 수 있다. 그러나 엑서지 해석에서는 엔트로피 생성량을 구하는 식에서 본모에 국소 절대온도가 포함되므로 주위 온도  $T_0$ 의 조건을 부가해야



**Fig. 15** Exergy and energy storage ratio  $EX_2$ ,  $EN_2$  vs. ambient temperature for  $R_{max} = 10$ ,  $X_{max} = 200$ ,  $St = 0.005$ ,  $Bi = 0.5$ ,  $\Delta T = 100$

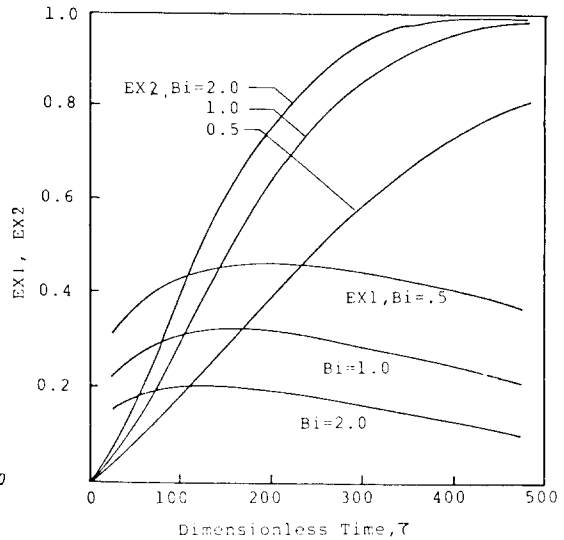
한다. Fig. 15에서 알 수 있듯이  $T_0$ 가 커짐에 따라  $EX_2$ 는 다소 증가하는 반면  $EN_2$ 는  $T_0$ 에 관계없이 일정하다.

Biot수는 열전도에 의한 열저항과 인접 유체의 대류 열저항의 비이므로, Biot수가 크면 동일한 열전달량에서 고체 내부에 큰 온도 구배가 형성됨을 의미한다. 식(8)에서 보듯이 엔트로피 생성율은 온도의 기울기의 제곱에 관계되므로 Biot수가 커질수록 Fig. 16에서 처럼 엑서지 저장비  $EX_1$ 은 감소한다. 그러나  $EX_2$ 의 경우에는 분모가 상수로 고정되어 있으므로 분자의 값의 증가율은 감소하더라도 그 합이 증가하므로 Biot 수가 커질수록  $EX_2$ 는 증가한다.

#### 4. 결 론

동심 이종관 형태의 축열조에 있어서 축열매질내의 비정상 열전도 및 유체의 대류열전달과정을 엑서지개념으로 계산 검토함으로써 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 엑서지저장비  $EX_1$ 을 공급된 열량이 가지는 엑서지의 회수율, 엑서지저장비  $EX_2$ 를 축열조가 가지는 엑서지 저장능력의 총전율이라고 생각할 때 동일한 체적에서는 세장형의 축열조가 짧고



**Fig. 16** Variation of exergy and energy storage ratio depending on Biot number for  $R_{max} = 10$ ,  $X_{max} = 200$ ,  $St = 0.005$ ,  $T_0 = 300$ ,  $\Delta T = 100$

짧은 형태보다 축열능력이 우수하다.

- 2) 동일한 단면적을 가지는 축열조에서 길이의 증가에 따라  $EX_1$ 은 커지지만  $EX_2$ 는 감소하는 경향을 보인다.
- 3) 동일한 온도차  $T_{f,in} - T_0$ 의 경우에도  $T_0$ 의 증가에 따라서  $EX_1$ 과  $EX_2$ 는 다소 증가한다.
- 4) Biot수가 커질수록  $EX_1$ 은 감소하지만  $EX_2$ 는 증가한다.

#### 참 고 문 헌

- 1) 日本太陽エネルギー學會, “太陽エネルギーの基礎と應用”, pp. 115-121, 1978
- 2) Schmidt, F.W. and J. Szego, “Transient Response of a Hollow Cylindrical-Cross-Section Solid Sensible Heat Storage Unit”, ASME Journal Heat Transfer, Vol. 100, pp. 737-739, 1978
- 3) “엑셀서기어入門”, 오ーム社, pp. 117-197, 1984
- 4) Bejan, A., “Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow”, John Wiley & Sons, pp. 158-172, 1982