

高温蓄熱器の基礎的及び応用的研究

上原春男*・宮良明男*
百武哲夫**・村井誠***

A Sturdy of High Temperature Thermal Storage System

Haruo Uehara*, Akio Miyara*
Tetsuo Hyakutake**, Makoto Murai***

In order to decrease the peak of the demand of electric power, a high temperature thermal storage system was made and experiments were carried out. The system stores the electric power as heat at night, and the heat is used at the peak time of the demand. The experiments was made under two conditions of open and close systems, and the characteristics of the system were shown.

Key words : High Temperature, Thermal Storage, Warm Water, Brick, Electric Energy

1. 緒言

最近のCO₂による地球温暖化やNO_x, SO_xの放出による酸性雨問題を考えると、その発生源である石油や石炭、天然ガス等の使用をできるだけ抑えらるとともに、それらを用いて得られるエネルギーの有効利用を積極的に促進していく必要がある。電力に関していえば、他のエネルギー需要が比較的安定している中で、電力需要は年毎に増加している。電気エネルギーを得るために使用される燃料には、原子力や水力等のようにCO₂やNO_x, SO_xを全く発生しないものもあり、太陽光発電や海洋温度差発電、波力発電、風力発電等の自然エネルギーを利用した発電技術の開発も活発に行われているが、依然として石油や石炭、天然ガス等の化石燃料を使用した火力発電が最も多い。そして、一方では、電力需要の昼夜間格差が大きくなり、夜間の電力が昼間の電力ピーク時に比べかなり低くなっている。負荷率の低下は電力ピーク時に備えた過剰な電力設備

の建設や全体的な発電効率の低下をまねく。従って、電力需要の昼夜間格差を小さくし、電気エネルギーを有効に利用する必要がある。そして、そのことは、CO₂やNO_x, SO_xの放出を抑制することにもつながる。電力需要の昼夜間格差を小さくする方法として、蓄熱式ヒートポンプや電気温水器等がある。しかし、蓄熱式ヒートポンプ及び電気温水器のいずれも蓄熱媒体として水を用いているため、蓄熱部の容積が非常に大きくなり、設置場所やイニシャルコストの問題その普及を妨げている。この問題を解決するには、蓄熱体の蓄熱能力を高め、蓄熱部の容積を小型化し、かつ必要な熱量を蓄えるために蓄熱温度を高温にする必要がある。本研究では、蓄熱体として耐熱性に優れ、鉄分の混合により従来のレンガに比べ熱容量が大きく内部温度の分布が小さいと考えられるレンガを用いて実験を行い、その蓄熱特性に関する検討を行った。

2. 実験装置

図1に実験装置全体のフロー線図を示す。装置は、蓄熱材(4)、蒸発器(2)、ヒータ(3)、冷水加熱用凝縮器(9)及び圧力タンク(10)の5つの要素で構成されている。また、図2及び図3は、蓄熱体及び蒸気発生

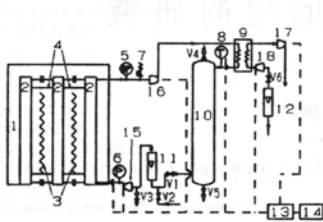
原稿受付 平成 2年10月25日

*佐賀大学理工学部附属海洋熱エネルギー変換実験施設

**佐賀大学大学院理工学研究科生産機械工学専攻

(現在 アポロ電子工業株式会社)

***佐賀大学大学院理工学研究科生産機械工学専攻



- 1:断熱材 2:蒸発器 3:ヒータ 4:蓄熱材
- 5,6:圧力計 7:安全弁 8:熱電対 9:凝縮器
- 10:圧力タンク 11,12:流量計 13:検出器
- 14:コンピュータ 15~18:混合室(温度測定)
- V1~V6:バルブ

図1. フロー線図

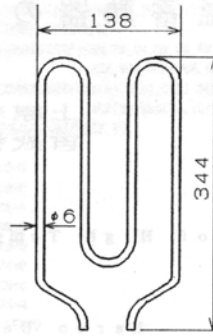
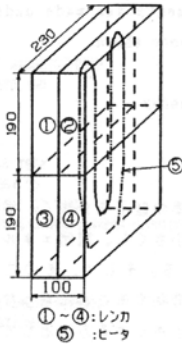


図4. ヒータ



- ①~④:レンガ
- ⑤:ヒータ

図2. 蓄熱部

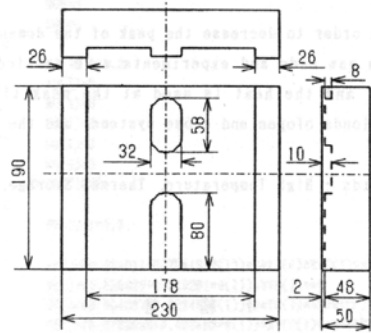


図5. 蓄熱材寸法

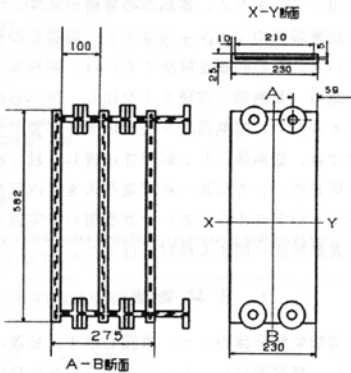


図3. プレート式熱交換器

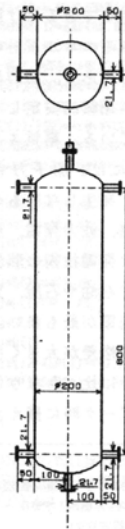


図6. 圧力タンク

用のプレート式熱交換器を示す。蓄熱部は、ヒータと4個のレンガから成り、蒸気発生器は2組の蓄熱部を3枚のプレート式熱交換器ではさんで構成されている。ここで、蓄熱部を構成しているヒータ（1本の容量は800 Wである）とレンガ1枚の寸法・形状を図4と図5に示す。さらに、図6に圧力タンクの寸法・形状を示す。冷水加熱用凝縮器には、対向流型プレート式熱交換器を用いた。レンガ内部と熱交換器表面温度はクロメル-アルメル熱電対を用いて、蒸発器及び凝縮器の出入口温度は銅-コンスタンタン熱電対を用いて測定した。蒸発器の入り口圧力は、歪式圧力計を用いて測定した。熱電対及び圧力変換器の出力はデータロガーを用いて検出し、コンピュータにより自動計測を行った。レンガの成分及び熱的性質を表1に、冷水用凝縮器の仕様を表2に示す。

3. 実験方法

実験は、後述するようなオープンサイクルおよびクローズサイクルの2つの条件について行った。表3にそれぞれの場合についての実験条件を示す。

3.1 クローズサイクルの場合

加熱水は、圧力タンク内部から流量計を通り蒸発器に入り、そこで蓄熱材から加熱され蒸気となり凝縮器に入る。凝縮器に入った加熱水は、温水を加熱し凝縮した後圧力タンクに戻る。温水は、水道より流量計を通り凝縮器に入り、加熱水により加熱され温水となり外部へ出ていく。

3.2 オープンサイクルの場合

加熱水は、水道圧によって強制的に送られ流量計を通り蒸発器に入り、そこで加熱され蒸気又は高温の温水となり凝縮器に入る。凝縮器に入った加熱水は、温水を加熱し凝縮した後外部に放出される。温水の流れは、クローズサイクルの場合と同じである。

表1. レンガの成分及び熱的性質

成分	Fe ₂ O ₃	80.20%	比重	4.13
	FeO	6.19%	比熱	966 [J/(kg·K)]
	Na ₂ O	4.95%	熱伝導率	2.33 [W/(m·K)]
	SiO ₂	4.46%		
	Al ₂ O ₃	1.09%		
	MgO	0.95%		
C	1.63%			

表2. 冷水用凝縮器の仕様

型式	BHE-003-P-7
設計圧力	5 kgf/cm ²
設計温度	200 °C
伝熱面積	0.073 m ²
プレート材質	SUS316L
製作所	日阪製作所

表3. 実験条件

流動条件	加熱条件 [h]	加熱水流量 [l/h]	温水流量 [l/h]
クローズサイクル	1-8	50	100 200 (8[h]のみ)
オープンサイクル	8		100
		連続	

4. 実験結果および考察

以下にクローズサイクル及びオープンサイクルのそれぞれについて温水取出時の蒸気温度、蒸気圧力及び温水の取り出し温度の測定結果を示す。

4.1 クローズサイクルの場合

図7は、加熱時間を1, 2, 3, 4, 5, 8 hと変化させたときの温水の上昇温度の時間変化を示す。温水の流量は、100 l/hとした。加熱時間の増加に伴い上昇温度が大きくなり、8時間加熱の場合には40 °C以上になっている。しかし、温度上昇は時間とともに低くなり、120分後には0~4 °Cにまでなり、温水はほとんど加熱されていない。

図8は、蒸発器表面（図3のA-B線上）の温度分布の時間変化を示す。ここで、横軸は蒸発器下部からの距離であり、図中の数字は時間の経過を示している。経過時間が0minの時点で、このグラフの両端の温度が低くなっているのは、周囲への熱損失によるものであると考えられる。水の流入により下部の方では温度が急激に低下し100 °C近くになり、それが時間とともに上部の方に移動している。このことから、蒸発器内部に液がたまり時間の経過とともにその液面が上昇していることが推測される。

図9は、蓄熱部内部の温度分布の時間変化を図8と

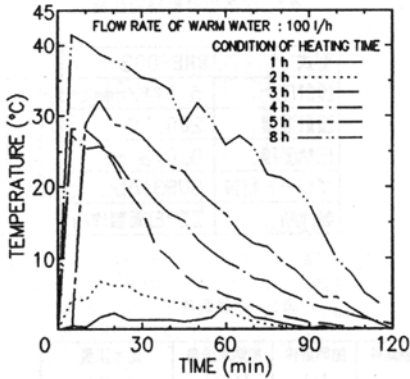


図7. 温水出口温度

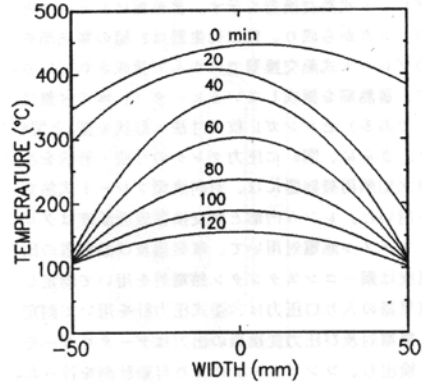


図10. 蓄熱部幅方向の温度分布

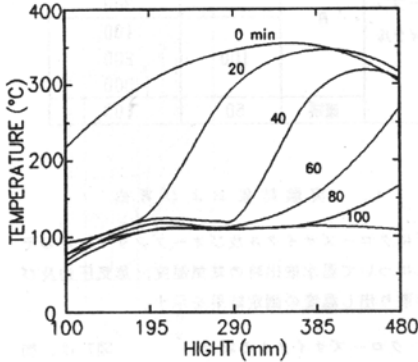


図8. 蒸発器表面の温度分布

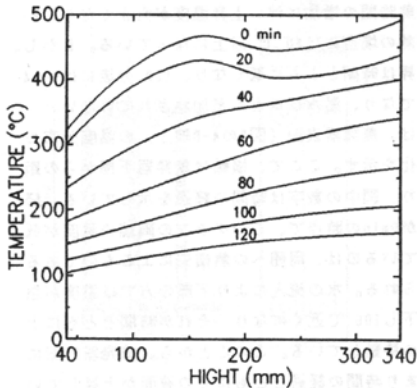


図9. 蓄熱部内部の温度分布

平行な位置関係において測定し示したものである。ここで、横軸は蓄熱部下部からの距離であり、図中の数字は時間の経過を示している。また、蓄熱部下部は蒸発器下部から約100 mmの位置で蒸発器と接している。このグラフにおいて経過時間が0minの時から温度分布が不均一になっているが、これはヒータの蓄熱部内部における配置と周囲への熱損失によるものであると考えられる。蓄熱内部の温度は時間の経過とともに、ほぼ均一に低下しており図8に見られるような急激な温度低下は見られない。

図10は、蓄熱部下部より190mmの高さにおける蓄熱部幅方向の温度分布の時間変化である。ここで、横軸は蓄熱部中心からの距離であり-50mmは蓄熱部と外側蒸発器との接触面、50mmは蓄熱部と中央の蒸発器との接触面の位置である。また、図中の数字は時間の経過を示している。経過時間が40minの間に蒸発器表面の温度は急激に低下し100℃近くまでになっているが、蓄熱部の中央部ではまだ300℃程度に保たれており、その後しだいに低下している。蓄熱部の中央部および熱交換器との接触面の時間変化より、蓄熱体の温度伝導率が小さいことによって蓄熱体内部の熱が容易に取り出せないことがわかる。従って、急速に多量の熱量が必要になるときは問題になると考えられる。

4.2 オープンサイクルの場合

4.2.1 8時間加熱の場合 図11は、蒸発器入口圧力の時間変化を示す。加熱水流量が100 l/hと大きい場合には、加熱水が蒸発器に流入した直後から圧力が急激に上昇し、最大で2.2 kgf/cm²まで達している。一方、加熱水が50 l/hの場合には、圧力の上昇は緩やか

になり、最大値は 1kgf/cm^2 以下になっている。また、温水流量が増加すると圧力上昇が小さくなる傾向がある。

図12は、加熱水の蒸発器出口温度の時間変化を示す。加熱水温度は、流入直後に急激に上昇し過熱蒸気となるが、しばらくすると飽和蒸気になり、約 100°C の一定温度となる。その後は、蒸気が発生せず次第に温度が低下している。加熱水流量が 100 l/h の場合には飽和蒸気となる時間がかなり短くなっている。

図13(a)及び(b)は、加熱水流量が 50 l/h 及び 100 l/h の場合の温水出口温度の時間変化を示している。温水取り出し直後は、図12に示したように加熱水側が過熱蒸気になっているため、温水温度は 100°C まで達し、沸騰が起きている。その後は、図13(a)の場合に温度の変動がみられのを除けば、次第に温度が低下している。

4.2.2 連続加熱と8時間加熱の比較 図14

は、前述の8時間加熱の場合と連続加熱の場合との蒸発器出口温度の比較を示す。温度が約 100°C で一定となる飽和蒸気の時間が連続加熱の場合は8時間加熱のものより短くなっているが、これは連続加熱の実験をする前にモルタルの水分を完全に抜いていなかったため、加熱時にその水分の蒸発にエネルギーが使われたため短くなったものと思われる。しかし、その後の温度低下をみると連続加熱の方が8時間加熱の場合より温度低下の傾きが小さくなっていることは明かである。加熱水側出口温度、温水側出口温度の変化に関しては、4.2.2項の8時間加熱の場合と同様な結果かが得られた。

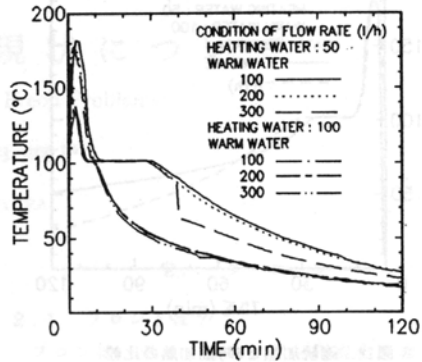


図12. 蒸発器出口温度

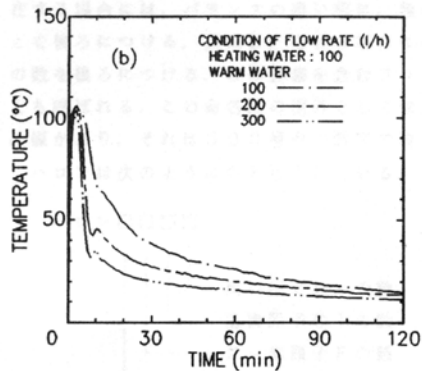
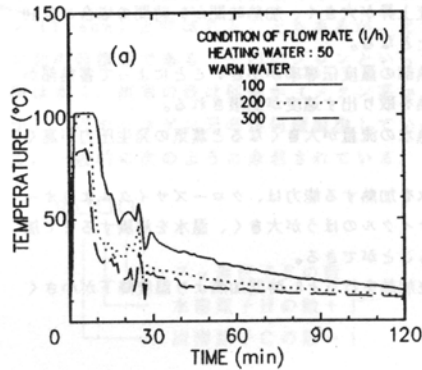


図13. 温水出口温度

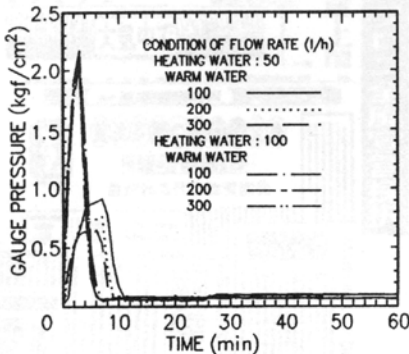


図11. 蒸発器入口圧力

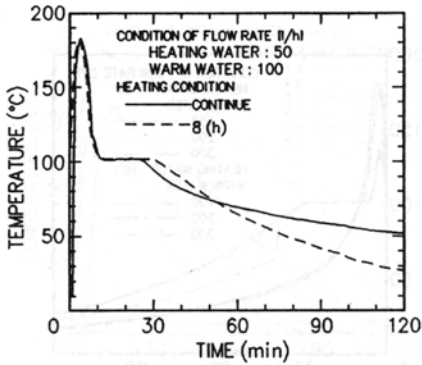


図14. 連続加熱と8時間加熱の比較
(蒸発器出口温度)

5. 結 論

- 1) クローズサイクルの場合、加熱時間が長いほど温水の温度上昇が大きく、加熱時間が8 時間の場合には40℃以上となる。
- 2) 蓄熱部の温度伝導率が小さいことによって蓄熱部からの熱を取り出す速度が制限される。
- 3) 加熱水の流量が大きくなると蒸気の発生圧力が高くなる。
- 4) 温水を加熱する能力は、クローズサイクルよりオープンサイクルのほうが大きく、温水を沸騰するまで加熱することができる。
- 5) 連続加熱を行うと8 時間加熱より温度降下が小さくなる。

