

6. エネルギーの有効利用

(6. 13 温水製造におけるヒートポンプ加熱と蒸気加熱)

テイエルピーインターナショナル(株)

林 数 郎

1. はじめに

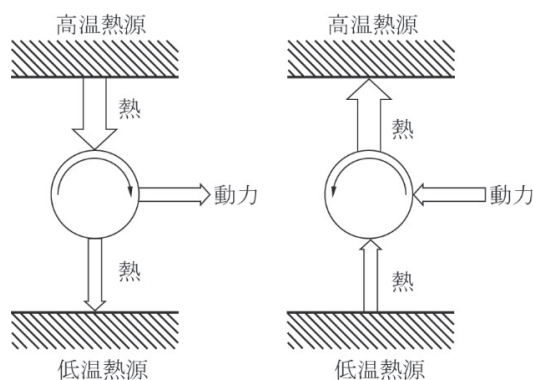
近年ヒートポンプの能力が向上し、家庭用エアコンや給湯機（エコキュートなど）に応用され、省エネ、地球温暖化対策に貢献している。原理的に100%を超える効率を実現できる技術だけに、産業用への応用も検討されてきたが、蒸気加熱システムとの置換はあまり普及していない。蒸気加熱を使ってきた産業分野の工程を、ヒートポンプ給湯機による加熱に置き換えることは省エネ、地球温暖化対策としてどの程度有効なのだろうか。

本稿では、蒸気加熱とヒートポンプ給湯機による温水加熱を比較することで、それぞれどのような分野に適しているのかを考えたい。

2. ヒートポンプの原理

図45.1に、熱機関と冷凍機/ヒートポンプの熱力学的モデル図を示す。

通常、熱は高温熱源から低温熱源に流れる。その熱量を動力として取り出すのが熱機関である。ヒートポンプはその逆に動力を適用することで、



(a) 熱機関 (b) 冷凍機 / ヒートポンプ

図45.1 熱力学的モデル図

低温熱源から高温熱源に熱を移動させる技術である。それにより、低温熱源はさらに低温に、高温熱源はさらに高温にすることができる。低温熱源側を利用するのが冷凍機、高温熱源側を利用するのがヒートポンプであり、両者の原理は同じである。図45.2にヒートポンプのサイクルを示す。

3. ヒートポンプの効率

ヒートポンプの効率は成績係数COPで表される。COPは効率と同じ意味だが、通常パーセントではなく、正数で表記する。COP4.0とは効率400%と同じである。このCOPの理論的上限値は、逆カルノーサイクルの効率で与えられる。ここではこれを逆カルノー効率 $\eta_{r-Carnot}$ と呼ぶことにするが、この逆カルノー効率 $\eta_{r-Carnot}$ は式(45.1)で与えられる。

$$\eta_{r-Carnot} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (45.1)$$

ここで T_H [K]は高温熱源温度、 T_L [K]は低温熱源温度を示す。

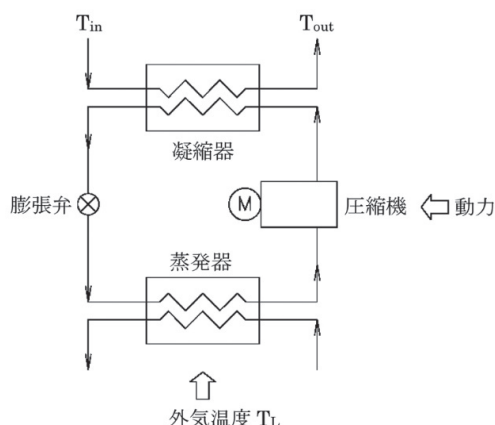
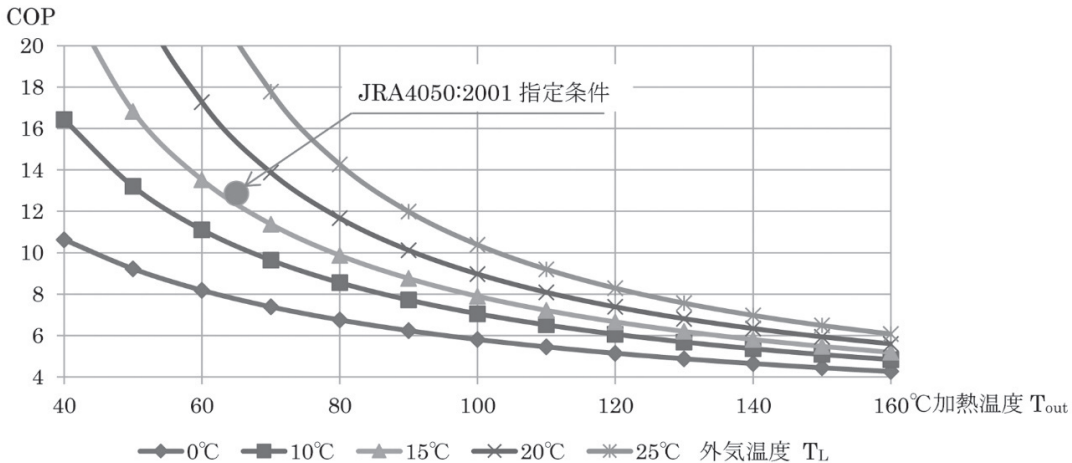


図45.2 ヒートポンプのサイクル

図45.3 ヒートポンプ効率の理論上限値：給水温度 $T_{in}=17^{\circ}\text{C}$

この $\eta_{r-Carnot}$ がヒートポンプのCOPの理論的上限値となる。

今回検討するヒートポンプ給湯機は、低温熱源温度 T_L [K]は外気温としている。高温熱源温度 T_H [K]は、給水温度 T_{in} [K]から給湯温度 T_{out} [K]に昇温するので、その対数平均を高温熱源温度 T_H [K]とする。

$$T_H = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln(T_{out}/T_{in})} \text{ [K]} \quad (45.2)$$

逆カルノー効率 $\eta_{r-Carnot}$ は、ヒートポンプの理論的上限値であり、実際のヒートポンプの効率は、必ずこの値よりも低くなる。理論的な逆カルノー効率は熱源温度が与えられれば計算できる。その計算結果を図45.3に示す。これをみると明らかに、ヒートポンプのCOPは加熱温度、外気温度により変化する。

実際のヒートポンプ給湯機の効率は当然機種ごとに違うので、代表的なヒートポンプ給湯機のCOPを探す必要がある。ヒートポンプ給湯機は、省エネ法のトップランナー方式で、目標とする効率が定められている。2019年6月17日に資源エネルギー庁が作成した、「電気温水機器（ヒートポンプ給湯機）の現状について」内に示された目標値と現状値を図45.4に示す。

貯湯容量、貯湯缶数、保温の有無などにより違いがあるが、概ね2.5～3.3程度なので、この数値を代表的ヒートポンプのCOPとして使用する。

区分						出荷台数 (千台)	エネルギー消費効率		基準達成率 (%)
区分名	想定世帯	貯湯容量	仕様	保温機能	貯湯缶数		加重 平均値	目標 基準値	
1	標準	240L未満	一般地	有	一缶	*	3.06	2.8	109
2				無	多缶	0	—	2.4	—
3				有	一缶	*	3.10	3.0	103
4				無	多缶	0	—	2.6	—
5			寒冷地	有	一缶	*	2.50	2.3	109
6				無	多缶	0	—	2.0	—
7				有	一缶	0	—	2.6	—
8				無	多缶	0	—	2.3	—
9		240L以上 320L未満	一般地	有	一缶	3.2	2.98	2.8	106
10				無	多缶	*	3.00	2.8	107
11				有	一缶	*	3.20	3.2	100
12				無	多缶	0	—	2.8	—
13			寒冷地	有	一缶	0	—	2.3	—
14				無	多缶	0	—	2.0	—
15				有	一缶	0	—	2.7	—
16				無	多缶	0	—	2.3	—
17		320L以上 550L未満	一般地	有	一缶	326.0	3.35	3.3	102
18				無	多缶	28.7	2.83	2.8	101
19				有	一缶	28.5	3.22	3.2	101
20				無	多缶	0	—	2.8	—
21			寒冷地	有	一缶	32.5	2.76	2.7	102
22				無	多缶	0	—	2.3	—
23				有	一缶	1.3	2.74	2.7	102
24				無	多缶	0	—	2.3	—
25	少数	550L以上	一般地	有	一缶	7.4	3.03	2.9	105
26				無	多缶	0	—	2.5	—
27				有	一缶	*	3.01	2.9	104
28				無	多缶	0	—	2.5	—
29			寒冷地	有	一缶	*	2.63	2.4	110
30				無	多缶	0	—	2.1	—
31				有	一缶	0	—	2.5	—
32				無	多缶	0	—	2.2	—
33		—	一般地	有	—	*	2.73	2.4	114
34				無	—	*	2.80	2.8	100
35			寒冷地	有	—	0	—	2.0	—
36				無	—	*	2.50	2.4	104

図45.4 ヒートポンプ給湯機の効率

しかし、前述したように実際のヒートポンプのCOPは一定ではなく、加熱温度、外気温度、給水温度によって変化する。蒸気加熱システムと比

較するためには、その変化を反映しなくてはならない。その変化をシミュレーションするために、**図45.3**の理論上限値との比を計算する。上記の2.5～3.3程度のCOPとは、加熱温度、外気温度が何℃だった場合のものだろうか。

COPの測定条件は、日本冷凍空調工業会標準規格JRA4050で定められている。2008年以降は、ヒートポンプ給湯機の性能を表すのに特定条件下でのCOPではなく、年間にわたる条件でのCOPを表す年間給湯効率APF (Annual Performance Factor of hot water supply) を使うことが、日本冷凍空調工業会標準規格JRA4050:2007Rで定められている。季節により加熱温度、外気温度は変動するため、一定の条件は定められていない。しかしそれ以前のJRA4050:2001では、COPは次の条件で評価すべきことが定められていた。

外気条件：乾球温度16℃ (289.15K) / 湿球温度12℃

給水温度：17℃ (290.15K)

給湯温度：65℃ (338.15K)

この条件を採用して、理論的上限である逆カルノー効率 $\eta_{r-Carnot}$ を計算すると12.86となる。(図45.3のプロット参照)

従って、COP3.3のヒートポンプは理論的上限の $3.3/12.86=25.7\%$ 。COP2.5のヒートポンプは理論的上限の $2.5/12.86=19.4\%$ となる。

4. 発電効率

ヒートポンプ給湯機は電力使用機器のため、燃料を燃焼させて作る蒸気と比較するには、燃料から電気を作る際の発電効率を考慮しなくてはならない。

図45.5に示すように、発電効率を考慮して、燃料ベースでの効率を考える。

省エネルギーセンター (https://www.eccj.or.jp/qanda/term/kana_shi.html) によると、受電端発電効率は36.9%となっている。実際のヒートポンプ給湯機効率は、COP3.3の場合は $3.3 \times 36.9\% = 121.8\%$ 、COP2.5の場合は $2.5 \times 36.9\% = 92.3\%$ となる。これをもとに計算した、ヒートポンプ給湯機の効率の加熱温度、外気温度による変動が、**図45.7** (COP3.3)、**図45.8** (COP2.5) となる。

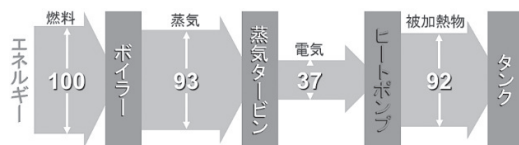


図45.5 燃料ベースでのエネルギー有効利用率のイメージ

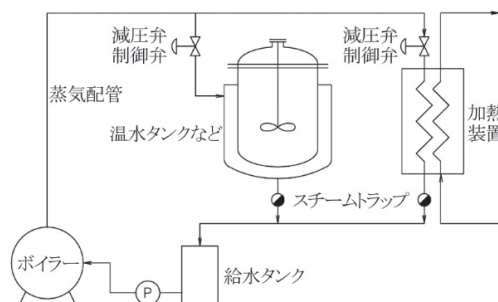


図45.6 蒸気加熱システムの例

5. 蒸気加熱システムの効率

蒸気加熱システムで、加熱温度100℃以上の場合はそのまま直接蒸気で加熱することができる。しかし加熱温度100℃以下の場合は、蒸気加熱による温水加熱システムか、真空蒸気加熱システムを使わなければならない。その分、別のシステムが必要となり設備費は上がるがエネルギー効率は変わらないので、全ての加熱温度について合わせて検討する。

一般的な蒸気加熱システムの例を**図45.6**に示す。ボイラー単体の効率は式(5)で表される。

$$\text{ボイラー効率}(\%) = \frac{\text{出熱}}{\text{入熱}} \times 100 \quad (5)$$

$$\text{出熱} = (\text{実蒸発量}) \times (\text{蒸気の比エンタルピー} - \text{給水の比エンタルピー})$$

$$\text{入熱} = (\text{燃料消費量}) \times (\text{燃料の発熱量})$$

一般的にボイラー単体の効率は、ブロー損失を含めて約80～90%程度である。ボイラー出口以降の蒸気利用機器の損失は、各工場の管理レベルによって大きく違うが、概略で放熱損失1～5%、未回収ドレンの損失5～20%、漏れによる損失1～3%くらいである。合計すると損失は6～28%ということになる。

$$\text{推定最大効率} 90\% \times (100 - 6)\% \approx 86\%$$

$$\text{推定最低効率} 80\% \times (100 - 28)\% \approx 58\%$$

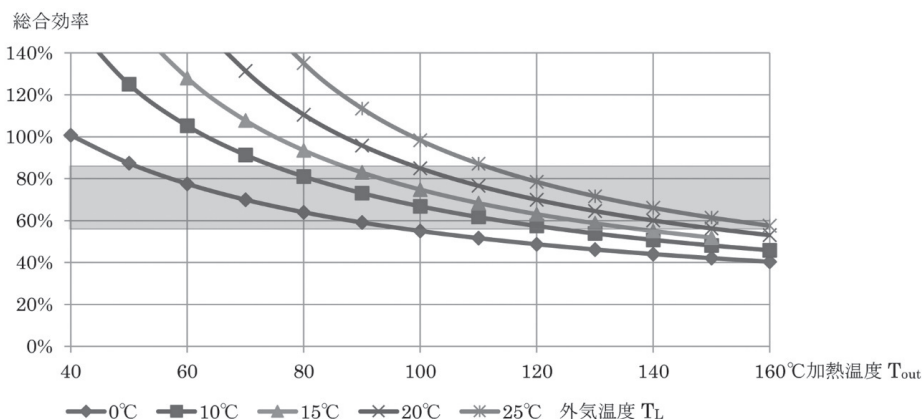


図45.7 COP3.3ヒートポンプ給湯機の温水加熱システムと蒸気加熱システムの効率比較(給水温度17℃)

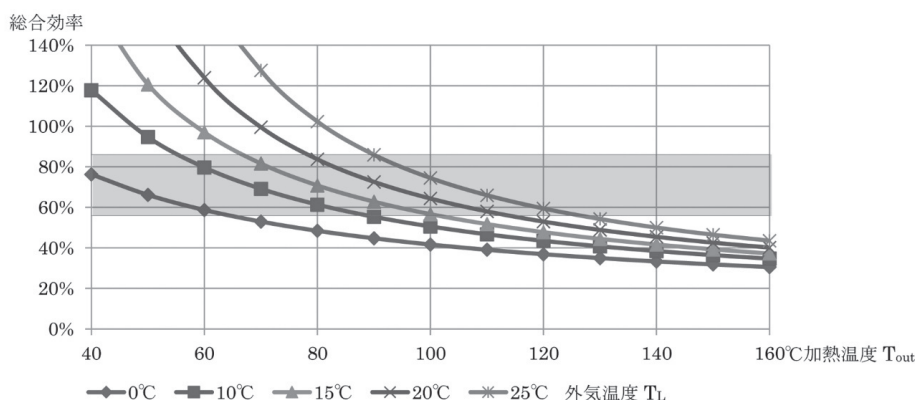


図45.8 COP2.5ヒートポンプ給湯機の温水加熱システムと蒸気加熱システムの効率比較(給水温度17℃)

これらから総合的な蒸気加熱システム全体の効率を58～86%と推定し、今回の比較で使用する。

6. ヒートポンプ給湯機温水加熱システムと蒸気加熱システムの総合効率比較

図45.7, 図45.8をもとに、ヒートポンプ給湯機温水加熱システムと蒸気加熱システムの総合効率の比較を行う。

それぞれ蒸気加熱システムの効率である58%と86%の間に網を付けてある。網の範囲が蒸気加熱システムの効率となる。ヒートポンプ給湯機の温水加熱システム総合効率は外気温が0℃の場合から25℃の場合をプロットしてある。

COP3.3のヒートポンプ給湯機(図45.7)の場合、外気温が0℃であっても加熱温度50℃以下ではヒートポンプ給湯機の効率が高い。それ以上の

加熱温度では、100～160℃程度までどちらも同じくらいの効率になっている。従って、加熱温度が50℃以下ならヒートポンプ給湯機温水加熱システムの効率のほうが高く、加熱温度が160℃以上なら蒸気加熱システムの効率のほうが高い。50～160℃の範囲では、条件により違う。

COP2.5のヒートポンプ給湯機(図45.8)では、加熱温度40～130℃の広い範囲にわたり、外気温などの条件によってどちらの効率が高いかは異なる。130℃以上では蒸気加熱システムの効率のほうが高い。

ところで、加熱温度100℃以上の場合に温水加熱システムを使用すると、温水タンクが圧力容器になったり、ポンプのキャビテーション対策が必要になるなど、設備が大掛かりになる。そのため、加熱温度100℃以上の場合には蒸気加熱システム

表45.1 業種別の加熱温度域

業種	生産物	工程	制御温度(℃)									
			20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
ビル	—	空調	■									
	—	給湯		■	■	■						
クリーニング	—	洗濯			■	■						
	飲料・菓子	殺菌・調理				■	■	■				
食品	飼料	乾燥						■	■	■		
	揚げ食品	フライヤー							■	■	■	■
繊維	衣料	染色				■	■	■	■	■		
	衣料	乾燥						■	■	■		
紙	一般紙	抄紙						■	■	■		
	一般紙	乾燥						■	■	■		
樹脂	段ボール	接着・乾燥							■	■	■	■
	樹脂	成形						■	■	■		
建材	フィルム	乾燥				■	■	■	■	■		
	合板	成形							■	■	■	
ゴム	合板	養生							■	■	■	■
	ゴム製品	加硫							■	■	■	
石油化学	石油製品	蒸留						■	■	■		
	石油製品	トレース						■	■	■		

の方が合理的であることが多い。図45.7, 図45.8を合わせて判断すると、次のようになる。

- ①加熱温度50℃以下では、ほぼすべての条件でヒートポンプ給湯機の効率のほうが高い。
- ②加熱温度50℃以上では、条件によりどちらの効率がよいかは違う。
- ③加熱温度100℃以上では、設備的に蒸気加熱システムのほうが合理的である。

参考までに、表45.1に業種別の加熱温度域の一覧を示す。

7. まとめ

蒸気加熱システムと、ヒートポンプ給湯機による温水加熱システムの比較を行った。

結論として、加熱温度50℃以下ではヒートポンプ給湯機の効率がよく、加熱温度50℃以上の場合は条件によってどちらの効率がよいか変わってくるということがわかった。

新設設備で、加熱温度50℃以下の場合は、ヒートポンプ給湯機による温水加熱システムを選ぶのが合理的である。ただ、高度の均一加熱が必要な場合や、高頻度の設定温度変更が必要な場合はその限りではない。低温であっても真空蒸気加熱システムを採用することで、温水加熱システムでは不可能な、高度に均一な加熱や素早い設定温度変更が可能になる。

新設設備の場合でも、加熱温度として50℃以上必要な場合は、諸条件によって結果は違ってくる。ヒートポンプ給湯機による温水加熱システム

と蒸気加熱システム、それぞれのエネルギー消費量と投資金額を算定し、比較検討することが必要である。

老朽化していない既設の蒸気加熱システムをヒートポンプ給湯機に置換えるのは、今回のシミュレーションからは投資採算に乗らないケースが多いと思われる。

8. 考察

10年以上前から冷凍機/ヒートポンプの性能は飛躍的に向上してきた。特に、家庭用のパッケージエアコンの性能向上は目覚ましく、毎年のように成績係数が改善されていった。産業用ヒートポンプ給湯機についても同様の改善がされてきた。今回、ヒートポンプ給湯機温水加熱システムと蒸気加熱システムの効率の比較を行ったが、加熱温度、外気温度、給水温度によって、どちらの効率高いかは違ってくる結果になった。しかし、蒸気加熱システムに置換することができなくても、別の用途でヒートポンプによる省エネは可能性である。今回の比較では単純な加熱用途を考えたが、それぞれの工場の状況に応じたヒートポンプの利用方法が考えられる。例えば、高温廃水を排出している工場向けに、廃水を低温熱源として蒸気を発生させるようなヒートポンプも商品化されている。このような工場個別の需要に合わせた新しい産業用ヒートポンプの開発が、産業界の新たな省エネを進めていく可能性がある。今後の技術開発に期待したい。