

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	C O 2 を冷媒とするヒートポンプ給湯器のC O P改善について
著者(和文)	宇多村 元昭, 木倉 宏成, 都築 宣嘉
出典(和文)	2008年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, pp. 461 - 462, E 2 1 1
発行日 / Pub. date	2008, 10

E211 CO₂を冷媒とするヒートポンプ給湯器のCOPの改善について

On the improvement of COP of heat pump hot water supplier using CO₂ as refrigerant

○宇多村 元昭* (東工大), 木倉 宏成* (東工大), 都築宣嘉* (東工大)

○Motoaki UTAMURA*, Hiroshige KIKURA* and Nobuyoshi TSUZUKI*

*Research Laboratory for Nuclear Reactors, Tokyo Institute of Technology, Meguro-ku, Tokyo, 152-8550, Japan

General analytical expression of COP (Coefficient of Performance) for an ideal heat pump hot water supplier is obtained. The formula shows in the case of CO₂ as refrigerant hot water supplier may have larger COP than that of inverse Carnot cycle. Assuming hot water temperature of 45degC performance of instant hot water supplier is evaluated with refrigerant temperature and pressure at the end of heat discharger to produce hot water as parameters. Appropriate choice of combinations of pressure and temperature to respective seasons gives an average annual COP of 12.4 while existing one has 4.4. In these cycles the importance of power recovery must be placed upon in practice. At the same time high performance heat exchanger is also indispensable to realize the cycle because highest pressure within the cycle is chosen to be much lowered compared with the existing ones, which may arise pinch problem in the heat exchanger.

Keywords: Hot water supplier, Coefficient of performance, Carbon dioxide, Inverse Carnot cycle, Refrigerant

1. 緒言

エコキュートは戸建住宅を中心に普及しているが、集合住宅への導入を図れば省エネ効果が飛躍的に増大する。そのためには、ヒートポンプ瞬間給湯器の開発が必須と思われる。しかし、商品化には総コストで深夜の3倍の電力単価を補償する性能(COP)が必要になる。そこで、原理的にそれが可能か否かの基礎検討を行った。次に、CO₂冷媒の適正な運転操作量(温度, 圧力)の選択について検討し、それを実現する上での隘路と対策を考察した。

2. 理論効率

2.1 理想サイクル

高温, 低温熱浴間のヒートポンプサイクルの理論成績係数(COP)は逆カルノーサイクルで与えられる。しかし、給湯器のように熱交換器を介して、熱を取り出すヒートポンプでは、条件によりそれよりも高いCOPが得られる可能性がある。斎川[1]は冷媒の放熱過程で定圧比熱が一定と仮定した理想サイクルのCOPとして、

$$\text{COP} = 1 / (1 - T_1 \ln(T_2 / T_3) / (T_2 - T_3)) \quad (1)$$

を与えている。

2.2 実ガス特性を考慮したCOPモデル

Fig.1のヒートポンプサイクルのCOPは次式で定義される。

$$\text{COP} \equiv Q_{23} / W = \int T ds / \int (T - T_1) ds \quad (2)$$

これに関係式 $Q = T ds$ を用いれば、

$$\text{COP} = Q_{23} / \int_0^{Q_{23}} (1 - T_1 / T) dQ \quad (3)$$

比熱が一定の場合の関係式

$$Q / Q_{23} = (T - T_2) / (T_3 - T_2) [2] \text{を Eq.(3)に代入し置}$$

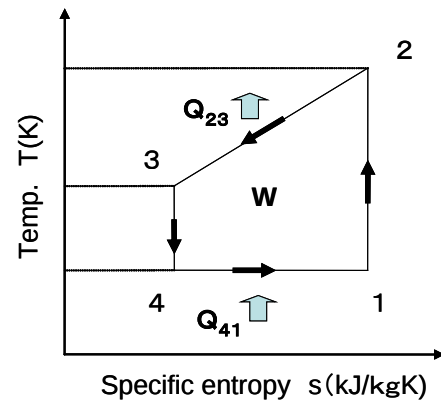


Fig.1 T-S diagram of heat pump cycle

換積分すれば、Eq.(1)を導ける。しかし、一般にはこの積分を解析的に実行できない。特に、CO₂を冷媒とする給湯器では、サイクルの過程2→3で冷媒が擬臨界点を通るので比熱は大きく変化する。そこで、換算温度 $\bar{T}$ を導入し、 $1/\bar{T} \equiv (\int dQ/T) / Q_{23}$ で定義する。これを用いて Eq.(3)を書き直すと次式を得る。

$$\text{COP} = 1 / (1 - T_1 / \bar{T}) \quad (4)$$

この式は逆カルノーサイクルのCOPで T_2 を $\bar{T}$ で置換したものである。 T_2 と給水温度 T_w ならびに放熱量 Q_{23} と対象冷媒の物性値のライブラリー関数から $\bar{T}$ を数値的に求めることができる。 $\bar{T}$ が小さくなるように操作量を選べばCOPを向上できる。 $\bar{T} < T_2$ であるから、逆カルノー効率よりは理論効率が低い。

3. 瞬間給湯器のCOPの評価

3.1 COPの圧力、温度依存性

外気温度と給水温度は冬季のJRAの規格に準じ、

給湯温度は家庭での使用頻度が多い 45℃,蒸発器の温度差は 3℃,放熱器のピンチポイント温度差は 2℃とした.圧縮機,膨脹機の断熱効率を 1 とした.動作点 3 における圧力,温度をパラメータにして COP を計算した.従来例と比較した結果を Fig.2 に,動作点 3 の温度,圧力の選定が COP に及ぼす影響を Fig.3 に示す.Fig.2 に示したサイクルを図中に示してある.ただし,従来の貯湯型 90℃出湯のケースでは,圧縮機の断熱効率を 1 と仮定した場合の値を示す.減圧し,放熱器出口の冷媒温度を下げると COP は向上し,従来の 3 倍の COP が得られる可能性がある.

3.2 熱交換器の特性

同時に放熱器に内部ピンチが強く現れて性能低下をきたす.Fig.4 は Fig.2 の 7.5MPa のケースについて放熱器内の温度分布を示したものである.

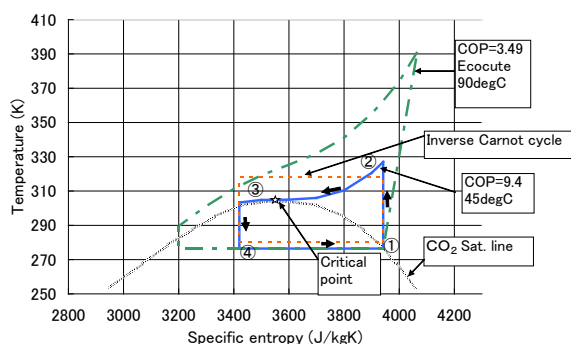


Fig.2 T-S diagram of instant hot water supplier

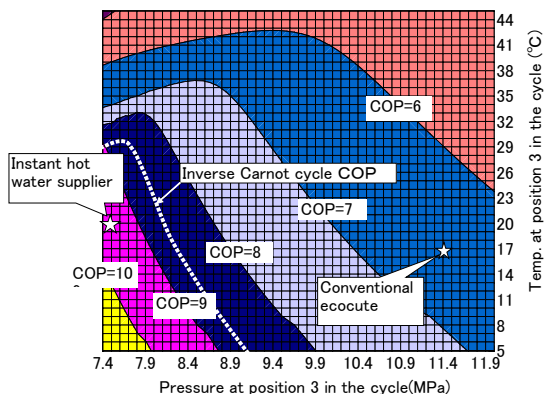


Fig.3 Effect of pressure and temperature at working point 3 on COP

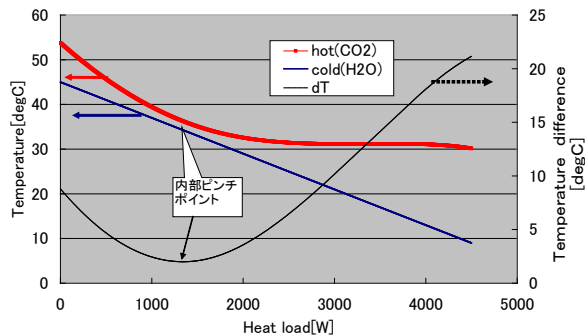


Fig.4 Fluid temperature profile in heat exchanger

この熱交換器の所要長さの推定値は,高性能 S 字フィン MCH E [3] を想定した場合 1.2m であり流路のコンパクト化が必要である.また,本サイクルでは動力回収しないと COP は 6.3 に低下する.すなわち膨脹機による COP の改善効果が約 50% である.

4. コスト評価

中間期と夏季について圧力を適正に選択し COP を評価した.結果を Table 1 に示す.特に夏季に著しい向上が見られる.昼間の電力単価は,夜間の約 3 倍であるから,ランニングコストはほぼ等価と言える.ただし,評価精度向上には,ターボマシーナリの断熱効率の考慮が必要である.

Table 1 Annual COP of instant hot water supplier at the hot water temp. of 45degC

	Season	Max. refrigerant press.	COP	Average COP
Instant supply	Winter	7.5	9.4	12.4
	Interim	8.6	11.9	
	Summer	9.5	15.9	
Stored supply	Winter	11.5	3.49	4.4
	Interim	12.3	4.81	
	Summer	13	4.84	

5. 結論

CO₂ を冷媒とするヒートポンプ瞬間給湯器の COP 向上を検討し,経済的な見通しを考察した.給湯温度を 45℃,放熱器のピンチ温度差と蒸発器の温度差をそれぞれ 2℃,3℃,また圧縮機,膨脹機の断熱効率を 1 と仮定すると,年間平均の COP は 12.4 となり,現状のエコキュートの値 4.4 の約 3 倍の向上が見込まれた.このサイクル実現には,高性能の放熱器と膨脹機が必須である.

NOMENCLATURE

COP: Coefficient of Performance(= Q_{23} / W)

h : specific enthalpy, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

P : pressure, kPa

Q : Heat, W

s : specific entropy, $\text{W} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

T : temperature, K

W : external work, W °C

V : volume, m^3

REFERENCES

- [1] M.Saikawa : "Thermodynamic considerations on heat pump hot water supplier ", Report of CRIEPI M06002(2006)(in Japanese)
- [2] M.Utamura : "Generalization of logarithmic mean temperature difference method for performance analysis of heat exchanger", Thermal Science and Engineering, Vol.15 No.3 (2007)(in Japanese).
- [3] M.Utamura: Proc.GT2007-27296, ASME TURBO EXPO Conf., (2007).