

分散配置型産業用ヒートポンプの開発・実証

中部電力（株） エネルギー応用研究所 中山 浩、宮岡 洋一

関西電力（株） 研究開発室 技術研究所 堀 祐二

東芝キャリア（株） コアテクノロジーセンター 高山 司

1 はじめに

近年、ヒートポンプはその効率の高さから省エネルギー、二酸化炭素排出量削減の切り札として、空調、冷凍、給湯の家庭用や業務用分野で普及が進んでいる。しかし、産業用分野では必ずしもヒートポンプの普及が十分に進んでいるとは言えないのが現状である。

一般に工場の生産工程での熱源には、大量の熱需要を賄うために蒸気ボイラが用いられている。蒸気ボイラは、実際に熱を必要とする箇所から離れたボイラ室や動力室に設置されており、熱需要箇所へ長い蒸気配管を用いて搬送するため、配管での放熱ロスや送気ロス、ドレンロスなどが発生し、低効率で運用されているケースが多い。例えば、図 1 に示すように、日野自動車（株）羽村工場の例では、投入エネルギー100%に対して、熱が有効に活用されていたのは、わずか26.6%であったとの報告もある^①。蒸気はそのまま利用されることもあるが、利用端で温水として利用されていることも多く、温水温度90℃以下で且つ槽の温度を一定に保つ循環加温用途に用いられる熱量は、国内のみで約6,700万GJ/年^②（約563万世帯分の給湯需要に相当）にもものぼる。

この背景の下、産業用分野のお客さまからは、熱需要箇所の近傍に設置できる高効率な温水ヒートポンプ開発の要望が多く寄せられていた。そこで、著者らは、温水を必要とする生産工程での大幅な省エネルギー・コスト削減・二酸化炭素排出量削減を図ることを目的に、90℃までの循環加温が可能なコンパクトで高効率な空冷式温水ヒートポンプの開発を業界に先駆けて行った。また、産業用ヒートポンプの普及拡大に向け、機器の実証試験を行い、従来システムとの比較の下に省エネルギー性や環境性を明確にした。本開発機は様々な工程に適用可能であるが、特に機械部品の洗浄工程に適用する場合には施工費が増加する課題があった。そこで、この課題を解決するために改良機を開発を行った。本稿では、こうした一連の取り組みを紹介する。

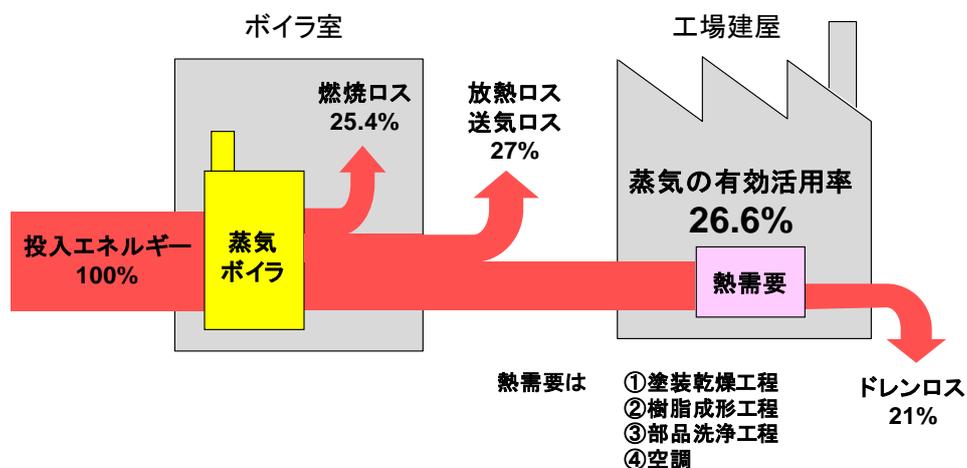


図1 蒸気有効活用率の例^①

2 開発機の概要

ヒートポンプは、水熱源式と空気熱源式に大別される。水熱源式は温水だけでなく冷水が供給できるため、冷温水が必要な生産工程が近接していれば大きな省エネルギー効果が得られる。一方、空気熱源式は、周囲空気から熱を採取して温水または冷水のみを供給する。産業用分野での熱利用を事前に調査した結果、温水需要と冷水需要が離れているケースが多かったため、より設置自由度の高い空気熱源式を選択した。

図2に産業用分野の主な工程での利用温度、熱形態を示す。図より、温水利用工程には洗浄、脱脂、殺菌などがあり、利用温度帯は30~100℃超となっている。当時70℃までの温水を供給可能な空気熱源式ヒートポンプは市販されていたが、より高温が求められる生産工程にも対応できるよう、開発機の最高温水出口温度を90℃とした。

表1に開発機の仕様と外観を示す。開発機は熱源ユニットと供給ユニットを1セットとして構成される。空気熱源式で産業用ヒートポンプとしては初めて90℃の温水供給を達成し、かつCOP3.5の高効率な運転を可能としている。なお、COP(Coefficient of Performance)とは、加熱能力を消費電力で除した値をいい、この値が大きいほど省エネルギー性が高いことを示す。

開発機は、パッケージエアコンで実績のある圧縮機や熱交換器などの部品を極力採用することで、部品共通化によるコストダウンを図った。開発機の単機での定格加熱能力は14kWであるが、負荷の大きさに応じて最大4セットまで連結可能である。

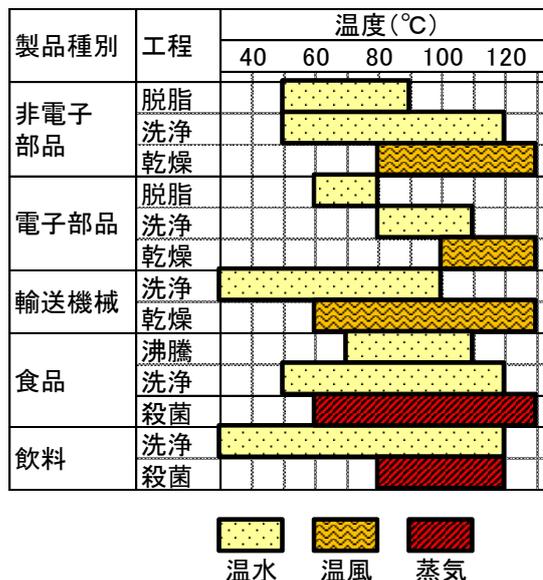


図2 工程別の利用温度・熱形態

表1 開発機の仕様と外観

	熱源ユニット	供給ユニット
外観写真		
寸法 W×D×H	900mm×320mm×1,340mm	900mm×320mm×700mm
周囲温度	-15~43℃	5~43℃
冷媒	R410A	R134a
温水出口温度	50~90℃	
定格加熱能力	14.0kW	
COP	3.5 (※メーカー定格条件)	

※乾球温度 25℃/湿球温度 21℃、温水入口温度 60℃、出口温度 65℃条件

3 開発機の特長

(1) 産業用途で業界初の90℃の循環加温対応

一般にエアコンなどで利用されている単元冷凍サイクル、2段冷凍サイクル*1、極低温の冷凍

機などで利用されている 2 元冷凍サイクル※2 の 3 種類のサイクルについて、周囲温度-15℃～43℃ の範囲で 60～90℃ の温水を循環加温した場合の性能を検討した。その結果、2 元冷凍サイクルのみが当該周囲温度で 90℃ の温水を供給でき、かつ高効率な運転が可能であることがわかり、これを産業用で初めて採用することとした (図 3)。この結果、空気熱源の循環加温ヒートポンプとして、周囲温度-15℃でも 90℃ の出口温度が維持でき、高効率な運転の維持が可能となった。

※1 冷凍サイクル内に 2 台の圧縮機を有し、段階的に昇温するシステム

※2 2 つの独立した低段冷凍サイクルと高段冷凍サイクルとが中間熱交換器を介して熱交換を行うシステム

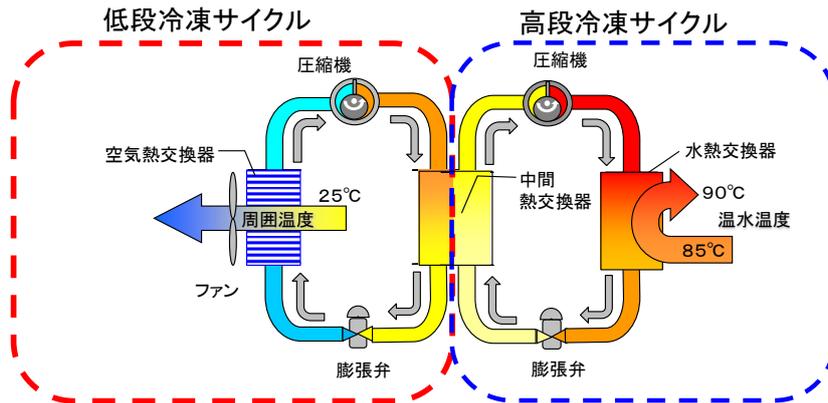
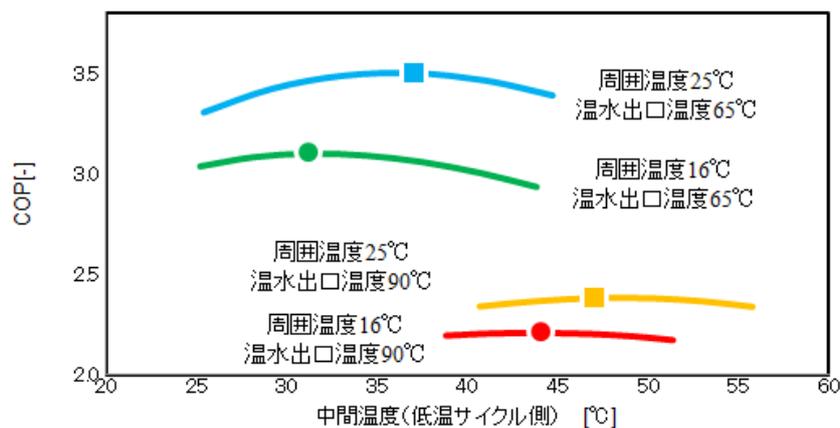


図 3 2 元冷凍サイクル

(2) 2 元冷凍サイクルの最適化

生産工程の加熱負荷は常に一定ではなく、周囲の温度環境や工程への材料投入量などにより変動するため、部分負荷領域での運転が多くなる。2 つの独立した冷凍サイクルからなる 2 元冷凍サイクルを単に構成しただけでは効率向上は見込めず、中間熱交換器での冷媒温度の制御が、高効率運転のためのポイントとなる。

例えば、最適制御の一例を図 4 に示す。図より温水出口温度と周囲温度により COP が最大となる中間温度 (中間熱交換器の低温サイクル側の温度) が変化することがわかる。そこで、開発機では、周囲温度や温水出口温度に応じて、図 3 に示した低段冷凍サイクルと高段冷凍サイクルの 2 台のインバータ駆動ロータリー圧縮機回転数を変化させることで、部分負荷領域を含む全運転領域に亘り常に最大の COP となる制御とした。



(3) 柔軟なレイアウト配置

温水ヒートポンプを既設の生産工程に適用する場合、熱需要箇所まで温水配管を接続する必要があるが、生産工程の近傍にヒートポンプを設置するスペースがないことが多い。その場合、生産工程と数 m～数 10m 離れた場所にヒートポンプを設置し、設置状況によっては温水配管を天井付近まで一度立ち上げることもあり、施工費の増加が課題となっていた。そこで、開発機は 2 つのユニットで構成し、その間を曲げ加工が容易な冷媒配管で接続することにより、施工費を低減しつつ工場内の空きスペースを有効に利用できる柔軟なレイアウトに対応できるようにした。例えば、図 5 や図 6 に示すように、熱源ユニットと供給ユニットを 2 段積み設置することや分離設置も可能である。分離設置の場合、熱源ユニットと温水を供給する供給ユニットを結ぶ冷媒配管長は最大 30m、落差 10m まで対応可能である。

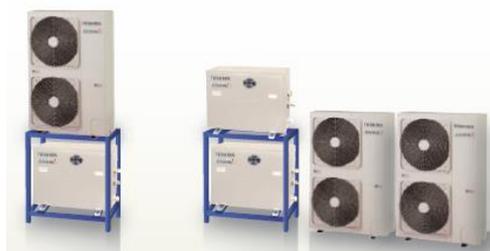


図 5 2 段積み設置形態

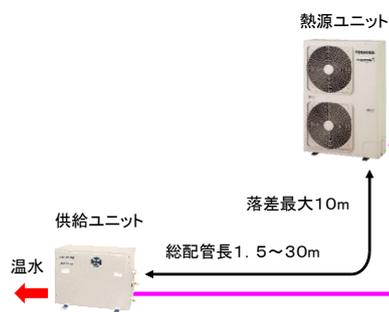


図 6 分離設置形態

(4) 高い省エネルギー性と環境性

表 2 に屋内設置の条件で、従来のガスボイラシステムや電気ヒータとの一次エネルギー消費量、二酸化炭素排出量を比較した結果を示す。開発機は、従来のガスボイラシステムや電気ヒータと比較して、6～7 割もの大幅なエネルギー消費量の削減、二酸化炭素排出量の削減が可能である。

表 2 開発機の省エネルギー性と環境性

	ガスボイラシステム	電気ヒータ	開発機
一次エネルギー消費量[GJ/年]	483	587	168
二酸化炭素排出量[ton-CO ₂ /年]	25.3	29.9	8.5

【試算条件】 定格条件での運転、18h/日、240 日/年、周囲温度 25℃条件

電気ヒータ効率 100%、ガスボイラシステム効率 50%

4 フィールドでの実証

開発機の省エネルギー効果、コスト削減効果などの導入効果を評価するため、フィールドでの実証を行った。例として開発機を導入した信州ミルクランド（株）の乳製品保温工程および豊田合成（株）の金型予熱工程でエネルギー計測を行った結果を示す。

(1) 乳製品保温工程

ア システム概要

図 7 にシステムの概要を示す。乳製品の製造を行っている信州ミルクランド（株）では、ジャケットタンク中の乳製品を保温するために約 80℃のお湯を使用している。既存システムはジャケ

ットタンクに蒸気を直接投入して温水を供給していたが、図に示すように、開発機導入後は、約85℃の温水を循環するシステムとした。ヒートポンプのみで熱量の大部分を賄っているが、朝の立ち上げや原材料投入時に補助的に蒸気を一部投入している。

イ 導入効果

既存の蒸気ボイラシステムに比較して、ヒートポンプシステム（ヒートポンプ+蒸気）では、年間での一次エネルギー消費量、二酸化炭素排出量およびランニングコストはそれぞれ38%、51%、47%低減され、大幅な削減効果が得られた。ヒートポンプシステムへの変更後は、ジャケットタンク内の温度が安定したことで、保温している製品品質の安定化につながった。また、ジャケットタンクからの蒸気漏れがなくなったため、作業環境の湿度が低減され、作業環境改善にも貢献した。

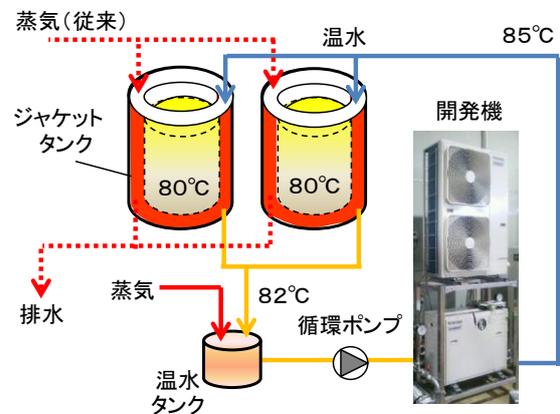


図7 乳製品保温システム

(2) 金型予熱工程

ア システム概要

図8にシステム概要を示す。自動車用の樹脂部品を製造している豊田合成（株）では、部品を成形する金型の保温に約60℃の温水を利用しており、その加温には、電気ヒータによる温調機4台を使用していた。このシステムの必要性はないもののバックアップとして残したまま、新たに温水タンクと開発機を追加で設置した。

イ 導入効果

既存の温調機は、休業明けにすぐ操業できるように土日稼働させていた。ヒートポンプシステム導入後、休業日はシステムを停止し、操業開始時間を見越してヒートポンプをタイマーで起動するように変更した。この稼働時間短縮と高効率ヒートポンプの導入効果により、既存システムに比較して、年間での一次エネルギー消費量、二酸化炭素排出量およびランニングコストはそれぞれ66%低減され、大幅な削減効果が得られた。また、熱源ユニットより冷風が供給されるため、現場作業員にスポットクーラー（冷房能力約10kW）として利用されており、作業環境改善および工場内空調の補助としての役割を果たす効果もあった。

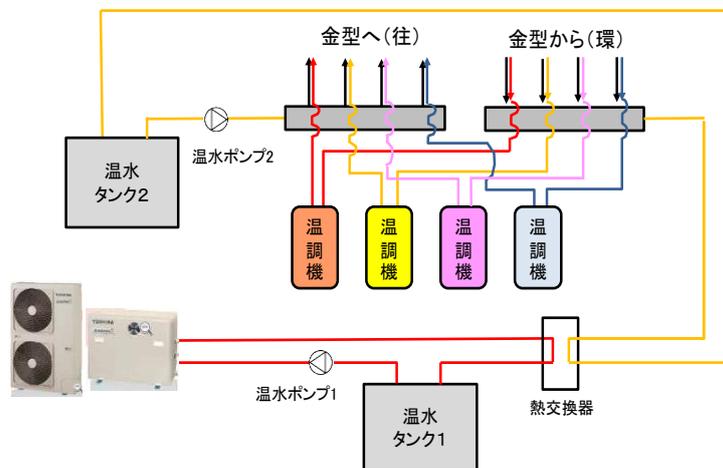


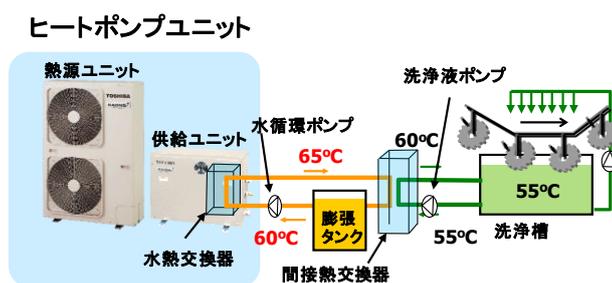
図8 金型予熱システム

5 洗浄工程用途に対する機器改良

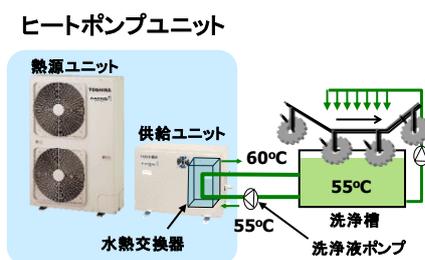
(1) 洗浄工程での課題と対策

開発機は市場投入後、さまざまな生産工程に適用されてきた。しかし、機械加工部品の洗浄工程に適用する場合は、供給ユニットの水熱交換器が一部の洗浄液に対して溶解性を有するため、図 9(a)に示すように、間接熱交換器や水循環ポンプ、膨張タンクなどの補機からなる間接加温システムにせざるを得なかった。このため、補機導入に伴う材料・施工費が増加し、設置スペースも多く必要になることから開発機導入の大きな障害になっていた。

これに対し、図 9(b)のようにヒートポンプユニットで洗浄液を直接加温することができれば、設置コストおよび設置スペースを大幅に低減することが可能となる。そこで、機器が洗浄液に対して耐食性を有することを目標に機器を改良することにした。



(a) 間接加温システム



(b) 直接加温システム

図 9 ヒートポンプシステム

(2) 改良機の概要

改良機（直接加温機）は、表 1 に示した開発機（ベース機）と同様に、熱源ユニットと供給ユニットで構成される。加熱能力はベース機と同等で、外形寸法も同一寸法とした。改良機で直接加温が可能な流体は、洗浄液の中でも比較的多く一般的に使用されている弱アルカリ性洗浄液と低純水とした。これら液体に対応するため、水熱交換器、水配管、水温センサホルダなどの接液部に関しては、すべて洗浄液に耐食性のある SUS316 に変更している。弱アルカリ性洗浄液の pH 適用範囲は、耐食性評価結果と詰まりのリスクを考慮し、実使用時の洗浄液で pH8~12 の範囲とした。

改良機は、詰まり防止のためベース機に比較して流路断面積を拡大した水熱交換器を搭載したが、伝熱面積の拡大や冷媒充填量の最適化などによって、ベース機と同程度の効率を実現した。なお、最高出口温度もベース機と同等の 90°C を維持している。

(3) 改良機の実証試験

改良機は、直接汚れた洗浄液を加温するため、供給ユニット内の水熱交換器が詰まることが懸念された。そこで、空調機用金属部品の製造ラインの中間洗浄工程に改良機を導入し、水熱交換器の詰まりの評価を実施した。図 10 に機械部品洗浄工程の概要を示す。洗浄機は、クリーン槽と

ダーティー槽から構成されており、クリーン槽の洗浄液を金属部品の洗浄に用いている。洗浄液は、水系弱アルカリ性であり、60°Cに常時加温されている。

試験結果を図 11 に示す。計測期間中に流量はそれほど大きく変化しないが、水熱交換器の出入口差圧は増減を繰り返していることがわかる。約 1 ヶ月周期での洗浄液交換後や 4 ヶ月周期の水熱交換器の洗浄後に圧力損失が減少し、特に水熱交換器の洗浄後に、試験開始時と同様に 10kPa 程度まで低下することを確認した。この結果、洗浄工程での熱交換器の詰まりによる流量低下の影響は軽微であり、定期的に洗浄液交換や水熱交換器洗浄をすることで継続的に使用可能であることが確認できた。なお現在は、洗浄液交換のタイミングを工夫することで、手間のかかる水熱交換器の洗浄周期を 4 ヶ月から 6~7 ヶ月に延長することが可能となっている。

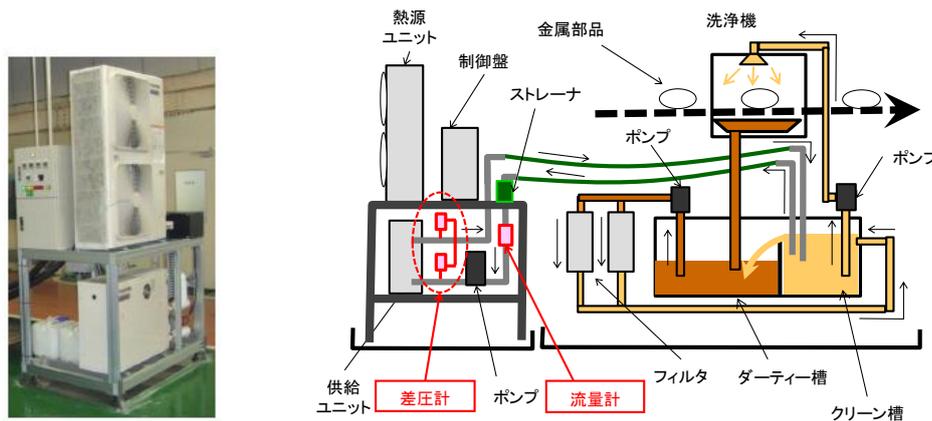


図 10 洗浄工程概要

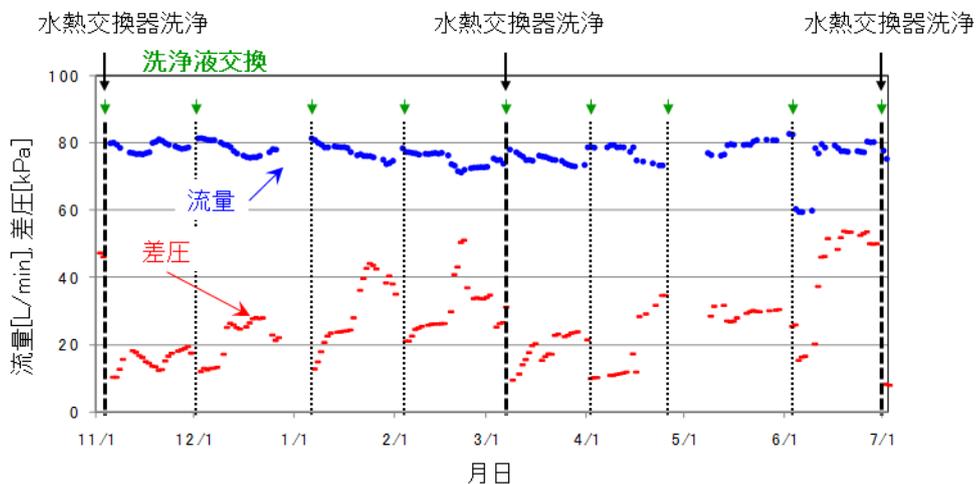


図 11 水熱交換器周りの圧力損失と流量の推移

(4) 改良機の導入効果

改良機の導入効果を評価するため、機械部品洗浄工程に対して、改良機を建屋内に設置したと仮定し、試算を行った。洗浄槽温度は 55°C、年間稼働日は 239 日、1 日の稼働時間は 18 時間とした。直接加温システム、間接加温システムと競合機器 (ガスボイラ) の一次エネルギー消費量、二酸化炭素排出量、ランニングコストの試算・比較を示す (図 12~14)。電気、ガス、水道料金は名古屋地区の値を使用した。また、ボイラ単体効率と蒸気ロスからなるガスボイラ総合効率は 50%、電気ヒータの効率は 100% と仮定した。

改良機を用いた直接加温システムは、図 9 に示すように、間接熱交換器での熱交換に必要なとさ

れる温度差が不要となるため、改良機の温水取出し温度を約 5℃低下できる。この温水温度低下による機器 COP の向上と、ポンプ入力 1 台分の消費電力削減効果が加わる。その結果、年間一次エネルギー消費量は、対ガスボイラで 55%、対電気ヒータで 67%、対間接加温システムで 14%、それぞれ削減できる。年間二酸化炭素排出量は、対ガスボイラで 70%、対電気ヒータで 67%、対間接加温システムで 14%削減され、環境性に優れる結果を得た。

年間ランニングコストでは、直接加温システムは、対ガスボイラで 57%、対電気ヒータで 63%、対間接加温システムで 10%削減が可能である。なおヒートポンプのメンテナンスコストとして、循環洗浄液から汚れを除去する浄化フィルタ交換費用、改良機の空気熱交換器と電装品冷却口から吸入される工場内空気中のオイルミストを除去するフィルタ交換費用、年間 3 回の水熱交換器洗浄費用を見込んでいる。

直接加温システムは図 9(b)に示したように間接熱交換器などの削減によりシステムコストも低減できる。既設熱源（ガスボイラ）からヒートポンプシステムに変更する場合、施工費を加えた投資回収年数は、間接加温システムでは 7.7 年であるが、直接加温システムでは 5.6 年と約 2 年短縮できる。

さらに、直接加温システムは、間接加温システムに比較して、設置スペースを 41%削減可能の見込みであり、効率面、コスト面、設置環境で大きなメリットが得られる。

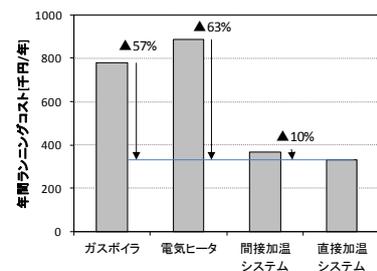
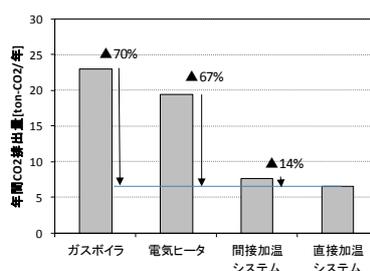
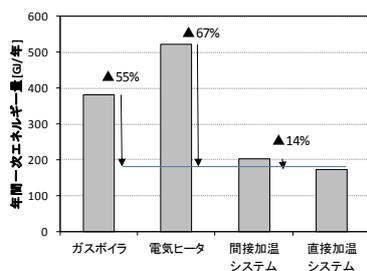


図 12 年間一次エネルギー消費量 図 13 年間二酸化炭素排出量 図 14 年間ランニングコスト

6 おわりに

温水を必要とする生産工程の大幅な省エネルギー、コスト削減、二酸化炭素排出量削減を図ることを目的に、これまでにない新しい技術を採用することにより、90℃までの温水を高効率に供給可能なヒートポンプを開発した。本研究で開発した機器（開発機および改良機）は、共同研究者である東芝キャリア㈱より「CAONS140 タイプ」および「CAONS140 タイプ (SUS 仕様)」として発売され、様々な工程に導入されつつある。

本稿で述べた食品保温工程、金型予熱工程、洗浄工程などの産業用分野以外に、ホテルや旅館などの温泉加温にも導入されており、業務分野のお客さまにも本開発機のさらなる適用拡大が期待される。今後も省エネルギー、コスト削減、二酸化炭素排出量削減など様々なお客さまのニーズに応えるため、産業用ヒートポンプの開発・普及に貢献していきたい。

7 参考文献

- (1) 大竹光一他 1 名、工場における蒸気系統の現状と課題、(社) 日本冷凍空調学会 関東地区事業推進委員会セミナー資料、p.7-14、(2009)
- (2) 高山司他 6 名、産業用循環加温式高温ヒートポンプの開発、(社) 日本冷凍空調学会 2012 年次大会講演論文集、p.271-274、(2012)