

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7464192号
(P7464192)

(45)発行日 令和6年4月9日(2024.4.9)

(24)登録日 令和6年4月1日(2024.4.1)

(51)国際特許分類		F I	
F 2 4 H	4/02 (2022.01)	F 2 4 H	4/02 F
F 2 4 H	1/18 (2022.01)	F 2 4 H	1/18 A
F 2 4 H	15/156(2022.01)	F 2 4 H	1/18 G
F 2 4 H	15/219(2022.01)	F 2 4 H	15/156
F 2 4 H	15/38 (2022.01)	F 2 4 H	15/219
請求項の数 10 (全12頁) 最終頁に続く			
(21)出願番号	特願2023-516868(P2023-516868)	(73)特許権者	000006013
(86)(22)出願日	令和3年4月26日(2021.4.26)		三菱電機株式会社
(86)国際出願番号	PCT/JP2021/016613		東京都千代田区丸の内二丁目 7 番 3 号
(87)国際公開番号	WO2022/230012	(74)代理人	110003199
(87)国際公開日	令和4年11月3日(2022.11.3)		弁理士法人高田・高橋国際特許事務所
審査請求日	令和5年5月31日(2023.5.31)	(72)発明者	村田 健太
			東京都千代田区丸の内二丁目 7 番 3 号
			三菱電機株式会社内
		(72)発明者	古谷野 杏奈
			東京都千代田区丸の内二丁目 7 番 3 号
			三菱電機株式会社内
		審査官	梶本 直樹
最終頁に続く			

(54)【発明の名称】 貯湯式ヒートポンプ給湯機

(57)【特許請求の範囲】

【請求項 1】

冷媒を圧縮する圧縮機と、水と前記圧縮機により圧縮された冷媒との間で熱を交換する水熱交換器とを有する熱源機と、

前記熱源機により加熱された湯を貯留する貯湯タンクと、

前記貯湯タンクの下部を前記水熱交換器の水入口につなぐ送り通路と、前記水熱交換器の水出口を前記貯湯タンクの上部につなぐ戻り通路と、前記送り通路または前記戻り通路に設けられた送水ポンプとを有する水回路と、

前記水熱交換器から流出する湯の温度である実出湯温度を検出する温度センサと、

前記圧縮機の運転周波数である圧縮機周波数と、前記送水ポンプの回転速度であるポンプ回転速度とを制御する制御回路と、

を備え、

前記貯湯タンクに湯を蓄積する蓄熱運転のときに、前記制御回路は、前記実出湯温度が目標出湯温度に等しくなるように、前記ポンプ回転速度を調整し、

前記蓄熱運転は、第一運転と、前記第一運転よりも後の第二運転とを含み、

前記第一運転のときの前記圧縮機周波数は、前記第二運転のときの前記圧縮機周波数よりも高く、

前記第一運転のときの前記目標出湯温度は、前記第二運転のときの前記目標出湯温度よりも低い貯湯式ヒートポンプ給湯機。

【請求項 2】

10

前記第一運転のときの前記ポンプ回転速度は、前記第二運転のときの前記ポンプ回転速度よりも高い請求項 1 に記載の貯湯式ヒートポンプ給湯機。

【請求項 3】

前記第一運転の開始から前記第一運転の終了までの間に前記目標出湯温度を一定に維持する請求項 1 または請求項 2 に記載の貯湯式ヒートポンプ給湯機。

【請求項 4】

前記第一運転の開始から前記第一運転の終了までの間に前記目標出湯温度を段階的に上げる請求項 1 または請求項 2 に記載の貯湯式ヒートポンプ給湯機。

【請求項 5】

前記第一運転の開始から前記第一運転の終了までの間に前記目標出湯温度を連続的に上げる請求項 1 または請求項 2 に記載の貯湯式ヒートポンプ給湯機。

10

【請求項 6】

前記第一運転の開始から前記第一運転の終了までの間に前記圧縮機周波数を一定に維持する請求項 1 から請求項 5 のいずれか一項に記載の貯湯式ヒートポンプ給湯機。

【請求項 7】

前記第一運転の開始から前記第一運転の終了までの間に前記圧縮機周波数を段階的に下げる請求項 1 から請求項 5 のいずれか一項に記載の貯湯式ヒートポンプ給湯機。

【請求項 8】

前記第一運転の開始から前記第一運転の終了までの間に前記圧縮機周波数を連続的に下げる請求項 1 から請求項 5 のいずれか一項に記載の貯湯式ヒートポンプ給湯機。

20

【請求項 9】

前記熱源機は、室外の空気と前記冷媒との間で熱を交換する空気熱交換器と、前記空気熱交換器へ送風する送風機とをさらに有し、

前記制御回路は、前記第一運転のときの前記送風機の回転速度を前記第二運転のときの前記送風機の回転速度よりも高くする請求項 1 から請求項 8 のいずれか一項に記載の貯湯式ヒートポンプ給湯機。

【請求項 10】

前記第一運転と前記第二運転とを含む前記蓄熱運転は、一日のうちで昼間を含む時間帯である昼間時間帯に実施される昼間蓄熱運転であり、

一日のうちで前記昼間時間帯以外の時間帯である夜間時間帯に実施される夜間蓄熱運転のときには、前記制御回路は、前記第一運転を省略して前記第二運転を実行する請求項 1 から請求項 9 のいずれか一項に記載の貯湯式ヒートポンプ給湯機。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示は、貯湯式ヒートポンプ給湯機に関する。

【背景技術】

【0002】

下記特許文献 1 には、貯湯式ヒートポンプ給湯機において、ヒートポンプ装置の起動後、制御装置は、まず、出湯温度が中間目標温度に等しくなるように、ヒートポンプ装置及び循環ポンプのいずれか一方または両方を制御する技術が開示されている。中間目標温度は、目標出湯温度よりも低い温度である。制御装置は、出湯温度を中間目標温度に等しくする運転を所定時間継続する。その後、制御装置は、出湯温度が目標出湯温度に等しくなるように、ヒートポンプ装置及び循環ポンプのいずれか一方または両方を制御する。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【文献】日本特開 2017 - 207234 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

50

【 0 0 0 4 】

出湯温度が低いほど、貯湯式ヒートポンプ給湯機の消費電力量を節約できる。上述した技術では、比較的低い出湯温度である中間目標温度での蓄熱量を多くすることが困難であるため、消費電力量を節約しにくいという課題がある。

【 0 0 0 5 】

本開示は、上述のような課題を解決するためになされたもので、比較的低い温度での蓄熱量を多くする上で有利になる貯湯式ヒートポンプ給湯機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 6 】

本開示の貯湯式ヒートポンプ給湯機は、冷媒を圧縮する圧縮機と、水と圧縮機により圧縮された冷媒との間で熱を交換する水熱交換器とを有する熱源機と、熱源機により加熱された湯を貯留する貯湯タンクと、貯湯タンクの下部を水熱交換器の水入口につなぐ送り通路と、水熱交換器の水出口を貯湯タンクの上部につなぐ戻り通路と、送り通路または戻り通路に設けられた送水ポンプとを有する水回路と、水熱交換器から流出する湯の温度である実出湯温度を検出する温度センサと、圧縮機の運転周波数である圧縮機周波数と、送水ポンプの回転速度であるポンプ回転速度とを制御する制御回路と、を備え、貯湯タンクに湯を蓄積する蓄熱運転のときに、制御回路は、実出湯温度が目標出湯温度に等しくなるように、ポンプ回転速度を調整し、蓄熱運転は、第一運転と、第一運転よりも後の第二運転とを含み、第一運転のときの圧縮機周波数は、第二運転のときの圧縮機周波数よりも高く、第一運転のときの目標出湯温度は、第二運転のときの目標出湯温度よりも低いものである。

10

20

【発明の効果】

【 0 0 0 7 】

本開示によれば、比較的低い温度での蓄熱量を多くする上で有利になる貯湯式ヒートポンプ給湯機を提供することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 0 8 】

【図 1】実施の形態 1 による貯湯式ヒートポンプ給湯機を示す図である。

【図 2】蓄熱運転のときの出湯温度の時間的な変化の例を示す図である。

【図 3】図 2 のときの C O P の時間的な変化の例を示す図である。

30

【図 4】冬期給湯保温モード効率試験時の入力（W）と能力（Q）との関係を示す図である。

【図 5】低温蓄熱運転時間を長くしたときの影響をまとめた図である。

【図 6】実施の形態 1 による貯湯式ヒートポンプ給湯機の蓄熱運転のときの、目標出湯温度、圧縮機周波数、及び、加熱能力の、時間的な変化の例を示す図である。

【図 7】実施の形態 2 による貯湯式ヒートポンプ給湯機の蓄熱運転のときの、目標出湯温度、圧縮機周波数、及び、加熱能力の、時間的な変化の例を示す図である。

【図 8】実施の形態 3 による貯湯式ヒートポンプ給湯機の蓄熱運転のときの、目標出湯温度、圧縮機周波数、及び、加熱能力の、時間的な変化の例を示す図である。

【発明を実施するための形態】

40

【 0 0 0 9 】

以下、図面を参照して実施の形態について説明する。各図において共通または対応する要素には、同一の符号を付して、説明を簡略化または省略する。

【 0 0 1 0 】

実施の形態 1 .

図 1 は、実施の形態 1 による貯湯式ヒートポンプ給湯機を示す図である。図 1 に示すように、実施の形態 1 による貯湯式ヒートポンプ給湯機 1 は、熱源機 2 と、タンクユニット 3 とを備えている。熱源機 2 は、室外に配置される。タンクユニット 3 は、室外に配置されてもよいし、室内に配置されてもよい。熱源機 2 とタンクユニット 3 との間は、水配管と、電気ケーブル（図示省略）とを介して接続されている。

50

【 0 0 1 1 】

タンクユニット 3 内には、熱源機 2 により加熱された湯を貯留する貯湯タンク 4 と、送水ポンプ 5 と、制御装置 6 とが設けられている。送水ポンプ 5 の回転速度を以下「ポンプ回転速度」と称する。制御装置 6 は、ポンプ回転速度を制御可能である。制御装置 6 は、例えばインバーター制御により、ポンプ回転速度を変えるように構成されていてもよい。制御装置 6 は、少なくとも 1 つのプロセッサと少なくとも 1 つのメモリとを備えていてもよい。

【 0 0 1 2 】

熱源機 2 は、圧縮機 7 と、水熱交換器 8 と、膨張弁 9 と、空気熱交換器 10 とが冷媒配管 12 を介して環状に接続された冷媒回路を備えている。熱源機 2 は、室外の空気を空気熱交換器 10 へ送風する送風機 11 と、制御装置 13 とをさらに備えている。熱源機 2 は、冷媒回路を用いて、冷凍サイクルすなわちヒートポンプサイクルの運転を行う。圧縮機 7 は、冷媒ガスを圧縮する。冷媒は、例えば、二酸化炭素、アンモニア、プロパン、イソブタン、HFC などのフロン、HFO - 1123、HFO - 1234yf のいずれかでもよい。

10

【 0 0 1 3 】

制御装置 13 は、圧縮機 7 の動作を制御する。圧縮機 7 の動作速度は、可変である。制御装置 13 は、圧縮機 7 が備える電動機の運転周波数をインバーター制御により可変にすることで、圧縮機 7 の動作速度を可変にできる。圧縮機 7 の運転周波数が高いほど、圧縮機 7 の動作速度が高くなる。圧縮機 7 の動作速度が高いほど、冷媒循環量が高くなり、加熱能力が高くなる。以下、圧縮機 7 の運転周波数を「圧縮機周波数」と称する。制御装置 13 は、少なくとも 1 つのプロセッサと少なくとも 1 つのメモリとを備えていてもよい。

20

【 0 0 1 4 】

制御装置 6 と、制御装置 13 とは、相互に通信可能である。本実施の形態では、制御装置 6 と制御装置 13 とが連携することで、貯湯式ヒートポンプ給湯機 1 の動作を制御する。制御装置 6 及び制御装置 13 は、制御回路に相当する。以下の説明において、制御装置 6 及び制御装置 13 のいずれか一方または両方を「制御回路」と呼ぶ場合がある。なお、本開示では、制御装置 6 と制御装置 13 とが連携することで貯湯式ヒートポンプ給湯機 1 の動作を制御する構成に限定されるものではなく、単一の制御装置が貯湯式ヒートポンプ給湯機 1 の動作を制御する構成としてもよい。

30

【 0 0 1 5 】

貯湯タンク 4 は、熱源機 2 により加熱された湯と、熱源機 2 により加熱される前の低温水とを貯留する。貯湯タンク 4 内には、温度の違いによる水の密度の差により、上側が高温で下側が低温となる温度成層が形成される。貯湯タンク 4 は、熱の散逸を防止するための断熱材（図示省略）により覆われている。貯湯タンク 4 の形状は、特に限定されないが、例えば、鉛直方向を軸方向とする円筒状の形状でもよい。

【 0 0 1 6 】

水熱交換器 8 は、圧縮機 7 により圧縮された冷媒が流れる冷媒流路と、貯湯タンク 4 からの水が流れる水流路とを有している。水熱交換器 8 は、冷媒流路を流れる冷媒と、水流路を流れる水との間で熱を交換させることにより、水を加熱する。

40

【 0 0 1 7 】

膨張弁 9 は、水熱交換器 8 を通過した高圧冷媒を膨張させて減圧する。制御装置 13 が膨張弁 9 の開度を制御してもよい。膨張弁 9 は、開度を連続的に調整可能なリニア膨張弁でもよい。

【 0 0 1 8 】

空気熱交換器 10 は、室外の空気と、膨張弁 9 を通過した低圧冷媒との間で熱を交換することにより、低圧冷媒を蒸発させる。空気熱交換器 10 を通過した低圧冷媒ガスは、圧縮機 7 に流入する。

【 0 0 1 9 】

貯湯タンク 4 の下部と、水熱交換器 8 の水流路の入口との間は、送り通路 14 を介して

50

接続されている。水熱交換器 8 の水流路の出口と、貯湯タンク 4 の上部との間は、戻り通路 1 5 を介して接続されている。送り通路 1 4 に送水ポンプ 5 が設けられている。図示の例に代えて、戻り通路 1 5 に送水ポンプ 5 が設けられていてもよい。送水ポンプ 5、送り通路 1 4、及び戻り通路 1 5 により、蓄熱運転を行うための水回路が形成される。蓄熱運転は、貯湯タンク 4 に湯を蓄積することで貯湯タンク 4 に熱を蓄積する運転である。

【 0 0 2 0 】

貯湯タンク 4 の下部に給水管 1 6 が接続されている。貯湯タンク 4 から給湯するための給湯管 1 7 が貯湯タンク 4 の上部に接続されている。貯湯式ヒートポンプ給湯機 1 が使用されるときには、例えば上水道のような水源から供給される低温水が給水管 1 6 を通って貯湯タンク 4 の下部に流入することにより、貯湯タンク 4 内は常に満水状態に維持される。給湯の際には、給水管 1 6 からの水圧により、貯湯タンク 4 内の湯が給湯管 1 7 へ流出する。それに伴い、同量の低温水が給水管 1 6 から貯湯タンク 4 の下部に流入する。

10

【 0 0 2 1 】

送水ポンプ 5 が運転されると、水回路に水が循環する。貯湯式ヒートポンプ給湯機 1 は、蓄熱運転を実行可能である。蓄熱運転では、水回路に水を循環させ、水熱交換器 8 により加熱された湯を貯湯タンク 4 内に蓄積する。蓄熱運転のときには、制御回路は、以下のように制御する。熱源機 2 及び送水ポンプ 5 が運転される。貯湯タンク 4 の下部から流出した水が、送り通路 1 4 を通って水熱交換器 8 へ送られる。水熱交換器 8 により加熱された湯は、戻り通路 1 5 を通ってタンクユニット 3 へ戻り、貯湯タンク 4 内の上部に流入する。このような蓄熱運転を行うことにより、貯湯タンク 4 の内部では、上部から下部へ向かって湯が徐々に貯められていき、湯と低温水との間の温度境界層が徐々に下へ移動していく。

20

【 0 0 2 2 】

以下の説明では、水熱交換器 8 から流出する湯の温度を「出湯温度」と称する。熱源機 2 は、出湯温度を検出する出湯温度センサ 1 8 を備える。以下の説明では、出湯温度センサ 1 8 により検出される実際の出湯温度を「実出湯温度」と称する。出湯温度センサ 1 8 は、水熱交換器 8 の水流路の出口、または、戻り通路 1 5 に設置されている。蓄熱運転のときに、制御回路は、出湯温度センサ 1 8 により検出される実出湯温度が目標出湯温度に等しくなるように、ポンプ回転速度を制御する。

【 0 0 2 3 】

以下では、水回路を流れる水の流量を単に「水流量」と称する。実出湯温度が目標出湯温度よりも低い場合には、制御回路は、ポンプ回転速度を低下させることで、水流量を低下させる。これにより、実出湯温度は、上昇して、目標出湯温度に近づく。実出湯温度が目標出湯温度よりも高い場合には、制御回路は、ポンプ回転速度を増加させることで、水流量を増加させる。実出湯温度は、低下して、目標出湯温度に近づく。

30

【 0 0 2 4 】

一般に、出湯温度が低いほど、C O P (C o e f f i c i e n t O f P e r f o r m a n c e) が高くなるので、貯湯式ヒートポンプ給湯機 1 の消費電力量が低減する傾向がある。図 2 は、蓄熱運転のときの出湯温度の時間的な変化の例を示す図である。図 3 は、図 2 のときの C O P の時間的な変化の例を示す図である。

40

【 0 0 2 5 】

図 2 及び図 3 中の第一段階は、比較的低い出湯温度で貯湯タンク 4 に湯を蓄積する低温蓄熱運転に相当する。図 2 及び図 3 中の第二段階は、比較的高い出湯温度で貯湯タンク 4 に湯を蓄積する高温蓄熱運転に相当する。低温蓄熱運転のときの冷媒回路の高圧側の冷媒圧力は、高温蓄熱運転のときの冷媒回路の高圧側の冷媒圧力よりも低くなる。その結果、低温蓄熱運転の C O P は、高温蓄熱運転の C O P よりも高くなる。

【 0 0 2 6 】

ここで、図 2 及び図 3 の第一段階の制御の時間 (t_p から t_c までの時間) を「低温蓄熱運転時間」と称する。J I S (日本産業規格) の冬期給湯保温モード効率の運転条件において、低温蓄熱運転時間が長いほど、冬期給湯保温モード効率が改善する。

50

【 0 0 2 7 】

以下の説明では、一日のうちで昼間を含む時間帯を「昼間時間帯」と称し、一日のうちで昼間時間帯以外の時間帯を「夜間時間帯」と称する。昼間時間帯は、例えば、7 : 0 0 から 2 3 : 0 0 までの時間帯でもよい。その場合、2 3 : 0 0 から翌日の 7 : 0 0 までの時間帯が夜間時間帯に相当する。昼間時間帯に実施される蓄熱運転を「昼間蓄熱運転」と称する。夜間時間帯に実施される蓄熱運転を「夜間蓄熱運転」と称する。また、蓄熱運転によって貯湯タンク 4 に蓄積される熱量を「蓄熱熱量」と称する。

【 0 0 2 8 】

図 4 は、冬期給湯保温モード効率試験時の入力 (W) と能力 (Q) との関係を示す図である。図 5 は、低温蓄熱運転時間を長くしたときの影響をまとめた図である。

10

【 0 0 2 9 】

以下の説明では、水熱交換器 8 に流入する水の温度を「入水温度」と称し、水熱交換器 8 に流入する水の流量を「入水流量」と称する。また、熱源機 2 が時間あたりに水に与える熱量を「加熱能力」と称する。加熱能力の単位は、例えばワットである。加熱能力は、水熱交換器 8 において時間あたりに冷媒が水に与える熱量に相当する。

【 0 0 3 0 】

前述したように、出湯温度が低いと、C O P が高くなる。また、夜間蓄熱運転の終了前には、温度境界層が貯湯タンク 4 内の下部に達することで、入水温度が上昇する場合がある。このため、夜間蓄熱運転の終了前の時間帯においては、入水温度の上昇に起因して、C O P が低下する場合がある。

20

【 0 0 3 1 】

図 3 から図 5 により理解されるように、低温の蓄熱熱量を増やすほど、起動時の C O P が改善する。また、昼間時間帯の蓄熱熱量を増加できるので、夜間時間帯の蓄熱熱量が低下する。夜間時間帯の蓄熱熱量が低下すると、貯湯タンク 4 から散逸する熱エネルギーの損失が低下する。以上のことから、低温蓄熱運転時間が長いほど、消費電力量が削減可能である。

【 0 0 3 2 】

蓄熱運転を実行している途中で、熱源機 2 を使用した保温運転などを行うために、蓄熱運転が停止される場合がある。熱源機 2 を使用した保温運転とは、例えば、浴槽内の浴水を保温するために、浴槽から循環する浴水を加熱する追焚熱交換器 (図示省略) に、熱源機 2 から湯を供給する運転である。

30

【 0 0 3 3 】

低温蓄熱運転を実行している途中で、熱源機 2 を使用した保温運転が要求される可能性がある。このため、低温蓄熱運転を実行している途中で、熱源機 2 を使用した保温運転が行われることで、低温蓄熱運転が停止してしまう場合がある。このように、保温運転によって低温蓄熱運転が停止する時間帯があることにより、低温蓄熱運転時間が制限される。それゆえ、低温蓄熱運転時間を延長することによる消費電力量の削減効果には、限界がある。

【 0 0 3 4 】

図 6 は、実施の形態 1 による貯湯式ヒートポンプ給湯機 1 の蓄熱運転のときの、目標出湯温度、圧縮機周波数、及び、加熱能力の、時間的な変化の例を示す図である。図 6 に示すように、本開示における蓄熱運転は、第一運転と、第一運転よりも後の第二運転とを含む。例えば、制御回路は、熱源機 2 の圧縮機 7 を起動した後、まず第一運転を実行し、第一運転の終了後に第二運転を実行する。制御回路は、第一運転のときの圧縮機周波数を、第二運転のときの圧縮機周波数よりも高くするように構成されている。また、制御回路は、第一運転のときの目標出湯温度を、第二運転のときの目標出湯温度よりも低くするように構成されている。前述したように、制御回路は、出湯温度センサ 1 8 により検出される実出湯温度が目標出湯温度に等しくなるように、ポンプ回転速度を制御する。このため、第一運転のときの実出湯温度は、第一運転のときの目標出湯温度に沿った値になり、第二運転のときの実出湯温度は、第二運転のときの目標出湯温度に沿った値になる。

40

50

【 0 0 3 5 】

圧縮機周波数が高いほど、加熱能力が高くなる。このため、第一運転のときの加熱能力は、第二運転のときの加熱能力よりも高くなる。以下の説明では、第一運転による蓄熱熱量を「低温蓄熱熱量」と称し、第二運転による蓄熱熱量を「高温蓄熱熱量」と称する。本実施の形態であれば、第一運転のときの加熱能力が第二運転のときよりも高いので、第一運転の時間が限られていても、低温蓄熱熱量を多くすることが可能となる。第一運転のときのCOPは第二運転のときのCOPよりも高い。このため、低温蓄熱熱量が多いほど、全体としてCOPが向上する。それゆえ、本実施の形態であれば、貯湯式ヒートポンプ給湯機1の消費電力量を削減する上で有利になる。

【 0 0 3 6 】

制御回路は、第一運転のときのポンプ回転速度を、第二運転のときのポンプ回転速度よりも高くするように構成されている。これにより、第一運転のときの実出湯温度を、第二運転のときの実出湯温度よりも低くすることが可能となる。なお、ポンプ回転速度の変動がある場合には、第一運転のときの平均のポンプ回転速度が、第二運転のときの平均のポンプ回転速度よりも高くなるように制御回路が構成されていればよい。

【 0 0 3 7 】

制御回路は、昼間時間帯に実施される昼間蓄熱運転において、第一運転と第二運転とを含む蓄熱運転を実行するように構成されていてもよい。これにより、昼間時間帯における蓄熱熱量を増大させることができ、夜間時間帯における蓄熱熱量を低下させることができるので、一日の消費電力量を小さくする上でさらに有利になる。

【 0 0 3 8 】

制御回路は、夜間時間帯に実施される夜間蓄熱運転のときには、第一運転を省略して第二運転を実行するように構成されていてもよい。夜間時間帯には、昼間時間帯よりも多い熱量を貯湯タンク4に蓄積しなければならない場合がある。このため、夜間蓄熱運転の終了直前には、貯湯タンク4内の温度境界層が貯湯タンク4内の下部に達して、入水温度が上昇する可能性がある。第一運転の時間が長いほど、夜間蓄熱運転の終了直前に、入水温度が上昇しやすい。そこで、夜間蓄熱運転のときには、第一運転を省略して第二運転を実行することで、夜間蓄熱運転の終了直前に入水温度が上昇することを防止できる。その結果、入水温度の上昇に起因するCOPの低下を回避できるので、一日の消費電力量を低減する上で、さらに有利になる。

【 0 0 3 9 】

本実施の形態において、制御回路は、第一運転の開始から第一運転の終了までの間に目標出湯温度を一定に維持するように構成されている。これにより、第一運転の開始から第一運転の終了までの間に、実出湯温度をより安定させることができ、COPがさらに向上する。

【 0 0 4 0 】

本実施の形態において、制御回路は、第一運転の開始から第一運転の終了までの間に圧縮機周波数を一定に維持するように構成されている。これにより、第一運転の開始から第一運転の終了までの間に、加熱能力が安定するので、実出湯温度をより安定させることができ、COPがさらに向上する。

【 0 0 4 1 】

上述したように、第一運転と第二運転とを含む蓄熱運転を実行するときには、貯湯タンク4の蓄熱熱量が等しくても、高温蓄熱熱量に対する低温蓄熱熱量の割合が大きい場合ほど、全体としてのCOPが向上する傾向がある。ただし、高温蓄熱熱量に対する低温蓄熱熱量の割合が大きい場合ほど、貯湯タンク4内に貯える湯の体積が増加するので、蓄熱運転の終了前に、温度境界層が貯湯タンク4内の下部に近づきやすい。その結果、蓄熱運転の終了前に、入水温度が上昇することで、COPが低下する可能性がある。

【 0 0 4 2 】

制御回路は、給湯管17を通る湯の流量を検出する給湯流量センサ(図示省略)と、給湯管17を通る湯の温度を検出する給湯温度センサ(図示省略)とを用いて給湯負荷を検

10

20

30

40

50

出し、毎日の給湯負荷を学習してもよい。制御回路は、過去複数日間（例えば過去 1 4 日間）の給湯負荷を統計的に処理することで、目標蓄熱熱量を決めてもよい。目標蓄熱熱量が大きいと、貯湯タンク 4 内に貯えるべき湯の体積が多くなるので、蓄熱運転の終了前に、温度境界層が貯湯タンク 4 内の下部に近づき、入水温度が上昇し、C O P が低下する可能性がある。このことをより確実に回避するために、第一運転と第二運転とを含む蓄熱運転を実行する場合に、制御回路は、目標蓄熱熱量に応じて、高温蓄熱熱量に対する低温蓄熱熱量の割合を変えてもよい。例えば、制御回路は、目標蓄熱熱量が比較的大きい場合には高温蓄熱熱量に対する低温蓄熱熱量の割合を比較的小さくし、目標蓄熱熱量が比較的小さい場合には高温蓄熱熱量に対する低温蓄熱熱量の割合を比較的大きくしてもよい。これにより、目標蓄熱熱量が大きい場合でも、蓄熱運転の終了前に、入水温度が上昇することを防止し、C O P の低下をより確実に回避できる。また、目標蓄熱熱量が小さい場合、すなわち、蓄熱運転の終了前に入水温度が上昇しにくい条件の場合には、高温蓄熱熱量に対する低温蓄熱熱量の割合をより大きくすることで、全体としての C O P がさらに向上する。

10

【 0 0 4 3 】

実施の形態 2 .

次に、図 7 を参照して、実施の形態 2 について説明するが、前述した実施の形態 1 との相違点を中心に説明し、共通する説明を簡略化または省略する。また、前述した要素と共通または対応する要素には、同一の符号を付す。図 7 は、実施の形態 2 による貯湯式ヒートポンプ給湯機 1 の蓄熱運転のときの、目標出湯温度、圧縮機周波数、及び、加熱能力の、時間的な変化の例を示す図である。

20

【 0 0 4 4 】

図 7 に示すように、実施の形態 2 における制御回路は、第一運転の開始から第一運転の終了までの間に目標出湯温度を段階的に上げるように構成されている。これにより、第一運転から第二運転に遷移したときの目標出湯温度の変化が、実施の形態 1 よりも小さくなる。それゆえ、第一運転から第二運転に遷移したときに、実出湯温度を実施の形態 1 よりも安定させることができ、遷移時のロスが少なくなり、C O P がさらに向上する。

【 0 0 4 5 】

実施の形態 2 における制御回路は、第一運転の開始から第一運転の終了までの間に圧縮機周波数を段階的に下げるように構成されている。これにより、第一運転から第二運転に遷移したときの圧縮機周波数の変化及び加熱能力の変化が、実施の形態 1 よりも小さくなる。それゆえ、第一運転から第二運転に遷移したときに、実出湯温度を実施の形態 1 よりも安定させることができ、遷移時のロスが少なくなり、C O P がさらに向上する。

30

【 0 0 4 6 】

図示の例では、制御回路は、第一運転において、目標出湯温度を上げるのと同時に、圧縮機周波数を下げるように構成されている。すなわち、制御回路は、第一運転において、目標出湯温度が上昇するにつれて、圧縮機周波数を下げるように構成されている。

【 0 0 4 7 】

図示の例では、制御回路は、第一運転において、目標出湯温度を 3 段階に上げるように構成されている。図示の例に限らず、制御回路は、第一運転において、目標出湯温度を 2 段階に上げてよいし、目標出湯温度を 4 段階またはそれ以上の多段階に上げてよい。

40

【 0 0 4 8 】

図示の例では、制御回路は、第一運転において、圧縮機周波数を 3 段階に下げるように構成されている。図示の例に限らず、制御回路は、第一運転において、圧縮機周波数を 2 段階に下げてもよいし、圧縮機周波数を 4 段階またはそれ以上の多段階に下げてもよい。

【 0 0 4 9 】

実施の形態 3 .

次に、図 8 を参照して、実施の形態 3 について説明するが、前述した実施の形態 1 との相違点を中心に説明し、共通する説明を簡略化または省略する。また、前述した要素と共通または対応する要素には、同一の符号を付す。図 8 は、実施の形態 3 による貯湯式ヒートポンプ給湯機 1 の蓄熱運転のときの、目標出湯温度、圧縮機周波数、及び、加熱能力の

50

、時間的な変化の例を示す図である。

【 0 0 5 0 】

図 8 に示すように、実施の形態 3 における制御回路は、第一運転の開始から第一運転の終了までの間に目標出湯温度を連続的に上げるように構成されている。すなわち、実施の形態 3 における制御回路は、第一運転の開始から第一運転の終了までの間に、目標出湯温度をスロープ状に変化させるように構成されている。本実施の形態であれば、第一運転から第二運転への遷移時のロスが実施の形態 2 よりもさらに少なくなり、C O P がさらに向上する。

【 0 0 5 1 】

図示の例では、制御回路は、第一運転の終了時の目標出湯温度を、第二運転のときの目標出湯温度に等しくするように、構成されている。

10

【 0 0 5 2 】

実施の形態 3 における制御回路は、第一運転の開始から第一運転の終了までの間に圧縮機周波数を連続的に下げるように構成されている。すなわち、実施の形態 3 における制御回路は、第一運転の開始から第一運転の終了までの間に、圧縮機周波数をスロープ状に変化させるように構成されている。本実施の形態であれば、第一運転から第二運転への遷移時のロスが実施の形態 2 よりもさらに少なくなり、C O P がさらに向上する。

【 0 0 5 3 】

図示の例では、制御回路は、第一運転の終了時の圧縮機周波数を、第二運転のときの圧縮機周波数に等しくするように、構成されている。

20

【 0 0 5 4 】

実施の形態 4 .

次に、実施の形態 4 について説明するが、前述した実施の形態との相違点を中心に説明し、共通する説明を簡略化または省略する。また、前述した要素と共通または対応する要素には、同一の符号を付す。

【 0 0 5 5 】

本実施の形態 4 は、前述した実施の形態 1 から実施の形態 3 のいずれかと組み合わせて実施することが可能である。本実施の形態 4 において、制御回路は、第一運転のときの送風機 1 1 の回転速度を第二運転のときの送風機 1 1 の回転速度よりも高くするように構成されている。

30

【 0 0 5 6 】

前述したように、第一運転のときの圧縮機 7 の動作速度は、第二運転のときの圧縮機 7 の動作速度よりも高いので、第一運転のときの冷媒回路の低圧側の冷媒圧力は、第二運転のときの冷媒回路の低圧側の冷媒圧力よりも低くなり得る。このため、外気の温度及び湿度の条件によっては、第一運転のときに空気熱交換器 1 0 に着霜する可能性がある。これに対し、本実施の形態であれば、第一運転のときの送風機 1 1 の回転速度を第二運転のときの送風機 1 1 の回転速度よりも高くすることで、第一運転のときに空気熱交換器 1 0 に着霜することを確実に抑制できる。

【 0 0 5 7 】

なお、上述した各実施の形態に記載された事項のうち、組み合わせることが可能な複数の事項を組み合わせ実施してもよい。

40

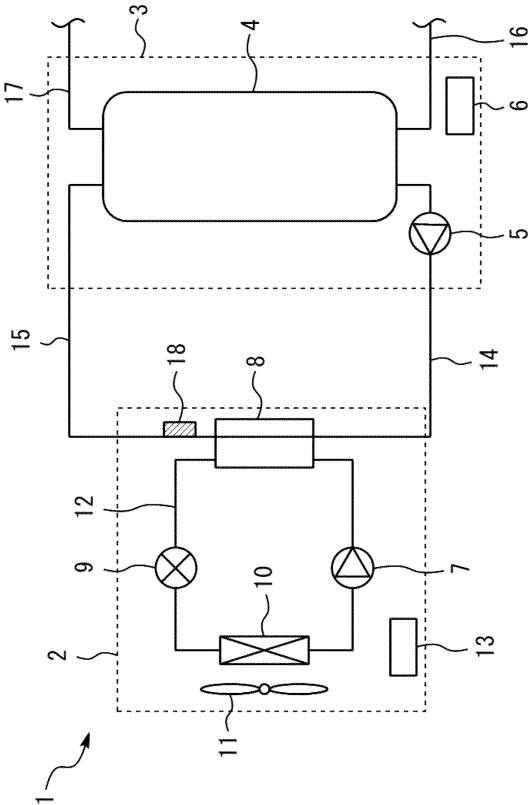
【符号の説明】

【 0 0 5 8 】

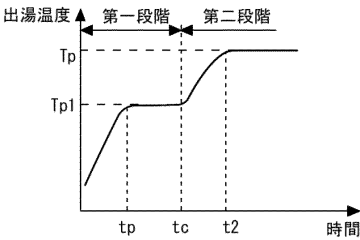
1 貯湯式ヒートポンプ給湯機、 2 熱源機、 3 タンクユニット、 4 貯湯タンク、
5 送水ポンプ、 6 制御装置、 7 圧縮機、 8 水熱交換器、 9 膨張弁、 1 0
空気熱交換器、 1 1 送風機、 1 2 冷媒配管、 1 3 制御装置、 1 4 送り通路、
1 5 戻り通路、 1 6 給水管、 1 7 給湯管、 1 8 出湯温度センサ

【図面】

【図 1】



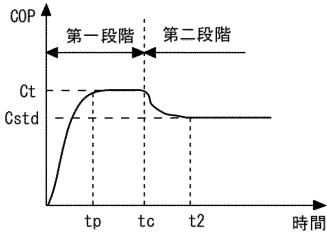
【図 2】



10

20

【図 3】



【図 4】

$$\begin{aligned} W_{全} &= W_{昼} + W_{夜} \\ &= \frac{Q_{昼}}{COP_{昼}} + \frac{Q_{夜}}{COP_{夜}} \\ Q_{全} &= Q_{昼} + Q_{夜} \end{aligned}$$

30

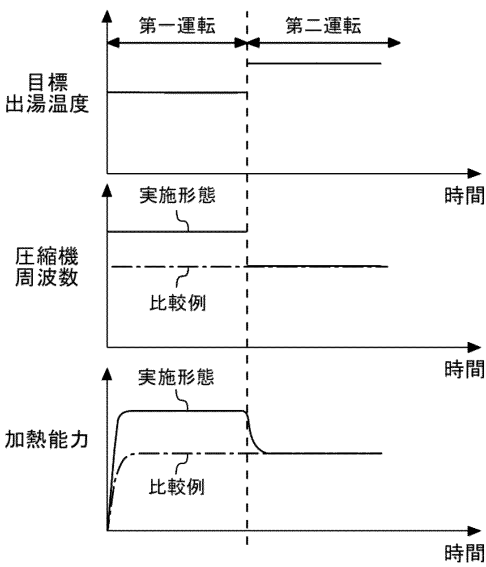
40

50

【 図 5 】

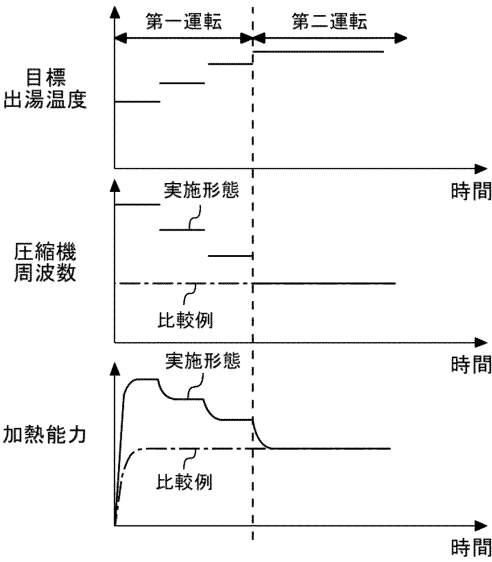
	昼間 (7時～23時)	夜間 (23時～翌日7時)
熱源機起動時の消費電力	低下	低下
蓄熱運転終了直前の消費電力	影響無し	悪化
消費電力W (能力Qが固定の場合)	低下	低下 ※W昼より低下率は小
能力Q ※夜間率(W夜/W全)が同等、かつ蓄熱熱量Q全が一定の場合	増加	低下

【 図 6 】

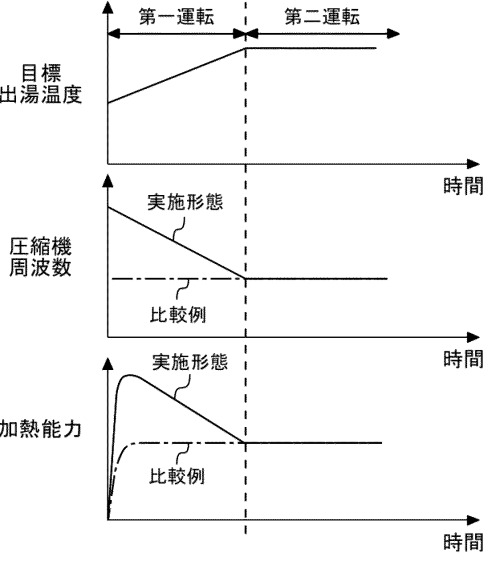


10

【 図 7 】



【 図 8 】



20

30

40

50

フロントページの続き

(51)国際特許分類		F I	
<i>F 2 4 H</i>	<i>15/375 (2022.01)</i>	F 2 4 H	15/38
<i>F 2 4 H</i>	<i>15/34 (2022.01)</i>	F 2 4 H	15/375
		F 2 4 H	15/34
(56)参考文献		国際公開第 2 0 1 5 / 1 9 8 4 2 4 (W O , A 1)	
		特開 2 0 1 8 - 0 9 1 5 1 7 (J P , A)	
		特開 2 0 1 7 - 2 0 7 2 3 4 (J P , A)	
		国際公開第 2 0 1 6 / 1 8 1 5 0 1 (W O , A 1)	
		特開 2 0 1 7 - 0 7 2 2 6 5 (J P , A)	
		特開 2 0 0 2 - 3 4 0 4 0 2 (J P , A)	
		特開 2 0 2 0 - 0 9 1 0 8 9 (J P , A)	
(58)調査した分野		(Int.Cl. , D B 名)	
		F 2 4 H	4 / 0 2
		F 2 4 H	1 / 1 8
		F 2 4 H	1 5 / 1 5 6
		F 2 4 H	1 5 / 2 1 9
		F 2 4 H	1 5 / 3 8
		F 2 4 H	1 5 / 3 7 5
		F 2 4 H	1 5 / 3 4