

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2023年9月14日(14.09.2023)



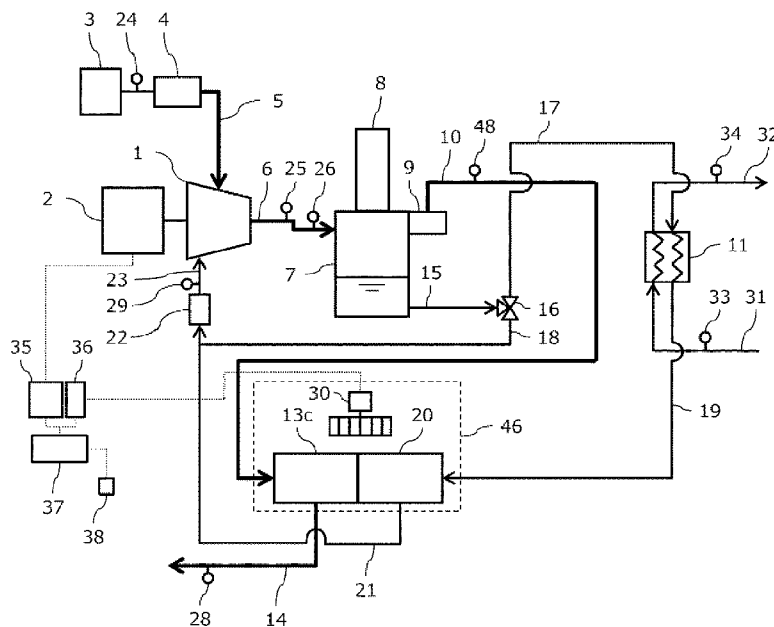
(10) 国際公開番号
WO 2023/171099 A1

- (51) 国際特許分類:
F04B 39/06 (2006.01) *F24H 15/174* (2022.01)
F04C 29/04 (2006.01) *F24H 15/35* (2022.01)
F24H 1/00 (2022.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2022/048511
- (22) 国際出願日: 2022年12月28日(28.12.2022)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
 特願 2022-034363 2022年3月7日(07.03.2022) JP
- (71) 出願人: 株式会社日立産機システム (**HITACHI INDUSTRIAL EQUIPMENT SYSTEMS CO., LTD.**) [JP/JP]; 〒1010021 東京都千代田区外神田一丁目5番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 松坂 岳廣 (**MATSUZAKA Takehiro**); 〒1010021 東京都千代田区外神田一丁目5番1号 株式会社日立産機システム内 Tokyo (JP).
 高野 正彦 (**TAKANO Masahiko**); 〒1010021 東京都千代田区外神田一丁目5番1号 株式会社日立産機システム内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 弁理士法人開知 (**KAICHI IP**); 〒1030022 東京都中央区日本橋室町四丁目3番16号 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,

(54) Title: GAS COMPRESSOR

(54) 発明の名称: ガス圧縮機

[図1]



(57) Abstract: The purpose of the present invention is to provide a gas compressor with which it is possible to adjust the temperature of a heat recovery liquid discharged from an exhaust heat recovery heat exchanger to a desired temperature at low cost without installing a temperature control valve or the like in the path of the heat recovery liquid. To achieve this purpose, a gas compressor comprises a heat exchange liquid temperature sensor 34 that detects the temperature of a heat exchange liquid discharged from an exhaust heat recovery heat exchanger 11, and a path 21 through which at least



WO 2023/171099 A1

CL, CN, CO, CR, CU, CV, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IQ, IR, IS, IT, JM, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO(BW, CV, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SC, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア(AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ(AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, ME, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

一 国際調査報告(条約第21条(3))

some of a high-temperature fluid cooled by an air-cooled cooler 20 flows into a compressor body 1, the gas compressor also comprising a heat exchange liquid temperature sensor 34 that detects the temperature Tw2 of a heat exchange liquid discharged from the exhaust heat recovery heat exchanger 11, and a controller 37 having a heat exchange liquid temperature adjustment function for controlling the rotation speed of a cooling fan 30 so that the temperature Tw2 detected by the heat exchange liquid temperature sensor 34 approaches a prescribed target heat exchange liquid temperature Tw2t.

(57) 要約: 本願発明は、熱回収液の経路に温度調整弁等を設けることなく低コストで、排熱回収用熱交換器から排出される熱回収液の温度を所望の温度に調整することが可能なガス圧縮機を提供することを目的とする。そのために、ガス圧縮機は、排熱回収用熱交換器11から排出される熱交換液の温度を検出する熱交換液温度センサ34と、空冷式冷却器20で冷却された高温流体の少なくとも一部を圧縮機本体1に流入させる経路21とを備え、ガス圧縮機は、排熱回収用熱交換器11から排出される熱交換液の温度Tw2を検出する熱交換液温度センサ34を備え、コントローラ37は、熱交換液温度センサ34で検出される温度Tw2が所定の目標熱交換液温度Tw2tに近づくように冷却ファン30の回転速度を制御する熱交換液温度調整機能を有する。

明 細 書

発明の名称：ガス圧縮機

技術分野

[0001] 本発明は、ガス圧縮機に関する。

背景技術

[0002] 一般的に、空気等などの気体を圧縮するガス圧縮機から吐出された高温の圧縮ガスや、圧縮機内部の機構部品の潤滑とガスの圧縮効率向上のために注入されて高温となった潤滑油から熱を回収して温水として取り出そうとする排熱回収機能を備えたガス圧縮機、または、排熱回収システムが知られている。例えば、特許文献1には、前記圧縮機内部の機構部品の潤滑とガスの圧縮効率向上のために圧縮機本体の作動空間に積極的に潤滑油を注入する油冷式ガス圧縮機と排熱回収装置を組み合わせた排熱回収装置付き油冷式ガス圧縮機を開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2016-191386号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 圧縮空気及び潤滑油から排熱回収して温水を取り出す場合、温水温度が高い方が熱を有効利用できる用途が広がるため利用しやすいが、特許文献1の排熱回収装置付き油冷式ガス圧縮機では、予め設定された圧縮空気の目標吐出温度と、現在の吐出温度とその差が小さくなるように、インバータを介してファンモータの回転速度を制御し、圧縮機本体に注入される潤滑油温度を適正な範囲内に抑えておく制御方法を記載しているが、温水温度が高くなるように何らかの回転体や弁などの動作を制御することについては言及されていない。

[0005] 本発明は、上記課題に鑑みてなされたものであり、その目的は、熱回収液

の経路に温度調整弁等を設けることなく低コストで、排熱回収用熱交換器から排出される熱回収液の温度を所望の温度に調整することが可能なガス圧縮機を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0006] 上記目的を達成するために、本発明は、ガスを吸込み、圧縮して吐出する圧縮機本体と、前記圧縮機本体から排出された高温流体の少なくとも一部と低温流体としての熱交換液とを熱交換させる排熱回収用熱交換器と、前記高温流体を冷却する空冷式冷却器と、前記空冷式冷却器に送風する冷却ファンと、前記冷却ファンの回転速度を制御するコントローラと、前記圧縮機本体から吐出される圧縮ガスの温度である吐出ガス温度を検出する吐出ガス温度センサとを備えたガス圧縮機において、前記排熱回収用熱交換器から排出された熱交換液の温度を検出する熱交換液温度センサと、前記空冷式冷却器で冷却された高温流体の少なくとも一部を前記圧縮機本体に流入させる経路とを備え、前記コントローラは、前記熱交換液温度センサで検出される温度が所定の目標熱交換液温度に近づくように前記冷却ファンの回転速度を制御する熱交換液温度調整機能を有するものとする。

[0007] 以上のように構成した本発明によれば、圧縮機本体に流入する高温流体の冷却度合いを冷却ファンで調整することにより、排熱回収用熱交換器に流入する高温流体の温度を調整することが可能となる。これにより、熱回収液の経路に温度調整弁等を設けることなく低コストで、排熱回収用熱交換器から排出される熱回収液の温度を所望の温度に調整することが可能となる。

発明の効果

[0008] 本発明に係るガス圧縮機によれば、熱回収液の経路に温度調整弁等を設けることなく低コストで、排熱回収用熱交換器から排出される熱回収液の温度を所望の温度に調整することが可能となる。

図面の簡単な説明

[0009] [図1]本発明の第1の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。

[図2]本発明の第1の実施例におけるガス圧縮機において水出口温度を目標水出口温度に調整するための制御手順を示すフローチャートである。

[図3]本発明の第1の実施例における排熱回収用熱交換器の高温流体及び低温流体の入口温度及び出口温度を示す図である。

[図4]本発明の第1の実施例における目標水出口温度または目標高圧段水出口温度と、目標吐出空気温度または目標高圧段吐出空気温度との関係を表す特性曲線を示す図である。

[図5]本発明の第1の実施例におけるガス圧縮機において水出口温度を目標水出口温度に調整するための制御手順の変形例を示すフローチャートである。

[図6]本発明の第2の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。

[図7]本発明の第3の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。

[図8]本発明の第4の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。

[図9]本発明の第5の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。

[図10]本発明の第5の実施例におけるガス圧縮機において水出口温度を目標水出口温度に調整するための制御手順を示すフローチャートである。

[図11]本発明の第5の実施例における低圧段排熱回収用熱交換器及び高圧段熱回収用熱交換器の高温流体及び低温流体の入口温度及び出口温度を示す図である。

[図12]本発明の第5の実施例におけるガス圧縮機において水出口温度を目標水出口温度に調整するための制御手順の変形例を示すフローチャートである。

[図13]本発明の第6の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。

[図14]本発明の第7の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図で

ある。

[図15]本発明の第8の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。

発明を実施するための形態

[0010] 以下、本発明の実施形態について図面を用いて説明する。なお、各図中、同等の要素には同一の符号を付し、重複した説明は適宜省略する。

実施例 1

[0011] 図1は、本発明の第1の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。本実施例におけるガス圧縮機は給油式空気圧縮機である。圧縮機本体1は、互いに接触しながら噛合い、圧縮機本体1を構成するケーシングの内面との間で空気を圧縮する作動空間を形成する雄雌一對のスクリュロータを内包している。圧縮空気を需要先へと供給する負荷運転を行う場合、圧縮機本体1が主モータ2で駆動され、吸込み弁4が開くとともに、周囲の空気が吸込みフィルタ3を介して圧縮機本体1に吸い込まれ、吸い込まれた空気は吸込みフィルタ3でろ過され、吸込み弁4を経由して圧縮機本体1内へ吸い込まれ、圧縮機本体1内に形成された作動空間の容積が前記スクリュロータの回転に伴って縮小していくことで、所定の圧力まで圧縮され、吐出される。圧縮機本体1には、前記スクリュロータと、図示しない軸受等の機構部品の潤滑と、前記作動空間において空気の圧縮熱を冷却し、内部の微小隙間からの空気の逆流を抑制する目的で潤滑油が積極的に注入される。圧縮機本体1から吐出された圧縮空気は、吐出空気経路6を介して、油一次分離器7へ流入し、ここで圧縮空気中に混入していた多くの潤滑油が分離されて、油一次分離器7下部に貯留される。油が一次分離された圧縮空気は、油二次分離器8へと流入し、圧縮空気中に残留していた微小な油滴や油煙のほとんどが分離される。その後、油が二次分離された後の圧縮空気は調圧逆止弁9を介して、吐出空気経路10を介して、アフタークーラ13cへ流入する。アフタークーラ13cは空冷式冷却器であって、冷却ファン30で生起された冷却風で圧縮空気を冷却する。アフタークーラ13cで最終的に冷却され

た圧縮空気は吐出空気経路 14 を介して、圧縮空気需要先へと供給される。

[0012] 圧縮機本体 1 に注入された潤滑油は圧縮空気とともに吐出されて油一次分離器 7 及び油二次分離器 8 で分離されたあと、油一次分離器 7 の下部に一時的に貯留されるが、油一次分離器 7 内部の圧力によって、潤滑油は油経路 15 及び温調弁 16 を介して、油経路 17 に全量、または、油バイパス路 18 に全量、または、油経路 17 及び油バイパス路 18 にそれぞれ流量が分配される。ここで、温調弁 16 は潤滑油の温度に応じて、内部に封止された媒体が膨張することで温調弁 16 出口側の 2 方向に流量を配分することが可能な機械的構造を持つ温調弁であり、もし潤滑油温度が所定の温度よりも低い場合は潤滑油の全量が油バイパス路 18 へと流れることで、排熱回収用熱交換器 11 及び後述のオイルクーラ 20 はバイパスされるため、潤滑油は圧縮機本体 1、油一次分離器 7、及び、油バイパス路 18 の間で循環することになり、速やかに潤滑油温度を上昇させて、飽和した圧縮空気が冷たい潤滑油で冷却されて多量の凝縮水が油一次分離器 7 内で発生するのを防いだり、油の粘度が高くなりすぎて消費動力が増えたりすることを防ぐ役割がある。一方で、潤滑油温度が所定の温度よりも高い場合は、全量が油経路 17 を介して、排熱回収用熱交換器 11 内の油流路に流入して、低温流体である水を加熱して排熱回収を実行し、その後、潤滑油は油経路 19 を介してオイルクーラ 20 へ流入する。オイルクーラ 20 はアフタークーラ 13c と同様の空冷式冷却器であって、潤滑油はオイルクーラ 20 で冷却風により冷却された後、油経路 21 とオイルフィルタ 22 を介して、再び圧縮機本体 1 へと注入される。因みに、冷却ファン 30 とアフタークーラ 13c 及びオイルクーラ 20 はファンダクト 46 内部に設置、または、ファンダクト 46 の開口部と前記アフタークーラ 13c とオイルクーラ 20 の通風部分が接続されている。

[0013] 排熱回収用熱交換器 11 に関して、低温流体として、給水源から給水路 31 を介して水が排熱回収用熱交換器 11 内の水流路に流入する。高温流体として排熱回収用熱交換器 11 内を流れる高温の潤滑油によって水が加熱されて、給水路 32 へ流出し、温水需要先に供給される。これにより、高温流体

である潤滑油の熱を温水として取り出すことができ、取り出された温水はボイラの給水予熱や保温などの様々な用途に有効利用でき、従来、温水をつくるために必要だった燃料や電力を削減することができる。給水源から供給される水温は、排熱回収用熱交換器 11 内の水流路入口より上流の給水路 31 上に設けられた水入口温度センサ 33 が水入口温度 $T_w 1$ として検出し、排熱回収用熱交換器 11 で加熱されて取り出される温水温度は、排熱回収用熱交換器 11 内の水流路出口より下流の給水路 32 に設けられた水出口温度センサ 34 が水出口温度 $T_w 2$ として検出する。

[0014] 本圧縮機の主モータ 2 は、主モータ用インバータ 35 が出力する周波数によって回転速度制御が可能であり、吐出空気経路 14 に設けられたユニット出口吐出空気圧力センサ 28 が検出するユニット出口吐出空気圧力 P_d が所定の設定圧力となるように主モータ 2 の回転速度が制御される。使用される圧縮空気量が減少し、ユニット出口吐出空気圧力 P_d が所定の設定圧力を超えると、本圧縮機はそれまでの負荷運転から無負荷運転に切り替わり、このとき、主モータ用インバータ 35 は下限の周波数を出力して、主モータ 2 を下限回転速度まで減速するとともに、吸込み弁 4 が閉じられることで、吸込み弁 4 の弁箱と弁体との間にできる微小な隙間からのみ空気が吸い込まれることで吸込み空気量が減少することで、圧縮機の消費動力を低減することができる。無負荷運転中は、調圧逆止弁 9 の働きにより、その上流側、即ち、油一次分離器 7 から上流側は潤滑油を前記圧縮機本体 1 に供給するのに必要な最小の圧力に保たれている。

[0015] 冷却ファン 30 は、冷却ファン用インバータ 36 が出力する周波数によって回転速度制御が可能であり、冷却ファン用インバータ 36 は、吐出空気経路 6 に設けられた吐出空気温度センサ 25 が検出する吐出空気温度 $T_d 1$ の値が所定の温度付近となるように出力する周波数を変化させ、冷却ファン 30 の回転速度制御が行われる。主モータ用インバータ 35、冷却ファン用インバータ 36、及び、その他のセンサ・弁類を含め、主制御基板 37（コントローラ）が圧縮機全体の制御を司る。

[0016] ここで、吐出空気温度 T_{d1} と潤滑油の温度はほぼ同一である。これは、潤滑油が圧縮機本体 1 内部の作動室内に給油され、空気を圧縮する工程で発生する圧縮熱を冷却することから、圧縮機本体 1 から圧縮空気とともに吐出された潤滑油の温度は吐出空気温度 T_{d1} とほぼ同一となっており、油冷式圧縮機においては圧縮機本体 1 から流出し、別の流体と熱交換する前の潤滑油温度を吐出空気温度 T_{d1} で代用することができる。

[0017] ここで、排熱回収用熱交換器 11 の低温流体流路出口から任意の温水を取り出すための方法について説明する。図 3 は、本実施例における排熱回収用熱交換器 11 の高温流体（潤滑油）及び低温流体（水）の入口温度及び出口温度を示す図である。排熱回収用熱交換器 11 は対向流型の熱交換器であり、このときの対数平均温度差 ΔT_m は一般的に次式で表される。

$$\Delta T_m = ((T_{d1} - T_{w2}) - (T_{d2} - T_{w1})) / \text{LN} ((T_{d1} - T_{w2}) / (T_{d2} - T_{w1}))$$

排熱回収用熱交換器 11 へ流入する水量及び水入口温度 T_{w1} が一定とすると、排熱回収用熱交換器 11 で加熱後の温水が流出する水出口温度 T_{w2} を目標水出口温度 T_{w2t} ($T_{w2} < T_{w2t}$ とする。) に上昇させるためには、高温側の潤滑油温度を上昇させればよい。油冷式圧縮機では、潤滑油温度は吐出空気温度 T_{d1} と同じであるため、吐出空気温度 T_{d1} を目標吐出空気温度 T_{d1t} ($T_{d1} < T_{d1t}$ とする。) に上昇させる。このとき、目標水出口温度 T_{w2t} を得るために、対数平均温度差 ΔT_m が一定となるように目標吐出空気温度 T_{d1t} を決めると、図 3 の特性が得られる。

[0018] 予め採用している熱交換器について目標水出口温度 T_{w2t} と目標吐出空気温度 T_{d1t} の関係を計算しておき、特性曲線を用意しておくことで、操作者が任意の目標水出口温度 T_{w2t} を設定したときに対応する目標吐出空気温度 T_{d1t} が容易に得られる。図 4 の曲線 1 は、本実施例における目標水出口温度 T_{w2t} と、目標吐出空気温度 T_{d1t} 関係を表す特性曲線である。任意の目標水出口温度 T_{w2t} が設定されたときには、それに対応する目標吐出空気温度 T_{d1t} が得られるように、冷却ファンインバータ出力周

波数 $F f$ をフィードバック制御し、吐出空気温度 $T d 1$ を調整すればよい。

[0019] 本実施例におけるガス圧縮機は、水出口温度 $T w 2$ が需要先へ供給する温水の温度（目標水出口温度 $T w 2 t$ ）付近となるように冷却ファン 30 の回転速度を制御する動作モードとして、温水優先モード（熱回収液温度調整機能）を備えている。温水優先モードの有効または無効の切替操作は、圧縮機の操作者が入力兼表示装置 38（切替指示装置）を介して任意に行うことができる。

[0020] 図 2 は、温水優先モードが有効に設定された場合の制御手順を示すフローチャートである。ステップ 101 は本実施例における制御手続きの開始点である。ステップ 102 では本前記温水優先モードが有効かどうかを判定する手続きであり、有効であれば、ステップ 103 へ進み、無効であれば、ステップ 112 へ進み本フローチャートは終了となる。ステップ 103 では、現在の吐出空気温度 $T d 1$ と、水出口温度 $T w 2$ と、冷却ファンインバータ出力周波数 $F f$ を取得する。さらに、温水優先モード無効時における吐出空気警報温度 $T d 1 A$ よりも若干低く設定された温水優先モード時吐出空気上限温度 $T d 1 r$ を有効にする。次にステップ 104 において、吐出空気温度 $T d 1$ がファン制御開始吐出空気温度 $T d 1 f$ 以上かどうかを判定する。 $T d 1 f \leq T d 1$ が成り立つ場合は、ステップ 105 へ進むが、 $T d 1 f > T d 1$ となった場合は、ステップ 106 へ進む。潤滑油の温度が低くなりすぎないように冷却ファンを停止する。ステップ 105 では、吐出空気温度 $T d 1$ が温水優先モード時吐出空気上限温度 $T d 1 r$ より低いかどうかを判定する手続きであり、 $T d 1 < T d 1 r$ が成り立つ場合は、ステップ 107 へ進む。 $T d 1 r \leq T d 1$ となる場合は、吐出空気温度 $T d 1$ が吐出空気警報温度 $T d 1 A$ に近づいている状態のため、冷却ファンインバータ出力周波数 $F f$ を冷却ファンインバータ最高出力周波数 $F f m a x$ に設定し、冷却ファンを全速で運転して速やかに吐出空気温度 $T d 1$ を低下させる。次に、ステップ 107 は、水出口温度 $T w 2$ が目標水出口温度 $T w 2 t$ かどうかを判定する手続きである。 $T w 2 = T w 2 t$ が成り立てば、ステップ 112 へ進み、本

フローチャートは終了となる。これが成り立たない場合は、ステップ109へ進む。ステップ109からステップ111は、水出口温度 T_{w2} が目標水出口温度 T_{w2t} と等しくなるように制御するための手続きである。まず、ステップ109で目標吐出空気温度 T_{d1t} を再計算する。次に、現在の吐出空気温度 T_{d1} がステップ109で再計算された目標吐出空気温度 T_{d1t} と等しいかを判定する。つまり、 $T_{d1} = T_{d1t}$ が成り立てば、ステップ103の直前に手順を戻す。一方で、 $T_{d1} = T_{d1t}$ が成り立たない場合は、ステップ111へ進み、冷却ファンインバータ出力周波数 F_f をフィードバック制御して $T_{d1} = T_{d1t}$ が成り立つまでループさせる。冷却ファンインバータ出力周波数制御の結果、 $T_{d1} = T_{d1t}$ となると、前述の通りステップ103の直前に手続きが戻る。この一連の制御によって、 $T_{w2} = T_{w2t}$ の温水を温水需要先へ供給することができる。但し、ステップ107、ステップ110は現在の水出口温度 T_{w2} や吐出空気温度 T_{d1} が厳密にそれぞれの目標温度と等しくなる条件にしなくともよく、目標温度に対してある一定程度の許容幅を設けるようにしてもよい。例えば、 $(T_{w2t} - a) [^{\circ}\text{C}] \leq T_{w2} [^{\circ}\text{C}] \leq (T_{w2t} + a) [^{\circ}\text{C}]$ や、 $(T_{d1t} - b) [^{\circ}\text{C}] \leq T_{d1} [^{\circ}\text{C}] \leq (T_{d1t} + b) [^{\circ}\text{C}]$ のように許容幅として $a^{\circ}\text{C}$ 、 $b^{\circ}\text{C}$ を確保しておくこと、制御フローチャート上でチャタリングが発生することを防ぐことができる。前記許容幅の $a^{\circ}\text{C}$ 、 $b^{\circ}\text{C}$ は、操作者が任意に設定可能とすることで、周囲環境の急激な温度変化等が生じるような場合の変動をどの程度吸収するか調整するのに役立つ。

[0021] ステップ109においては、図4の曲線1に示す排熱回収用熱交換器11の特性曲線から、目標水出口温度 T_{w2t} に対応する目標吐出空気温度 T_{d1t} を求めればよい。図4の曲線1のデータは、主制御基板37内に記憶しておき、目標水出口温度 T_{w2t} を入力して得られた目標吐出空気温度 T_{d1t} を出力値とし、これを温水優先モード時の目標吐出空気温度として設定する。以後、ステップ110で吐出空気温度 T_{d1} が目標吐出空気温度 T_{d1t} となるように冷却ファンインバータ出力周波数 F_f をフィードバック制

御することで、結果的に水出口温度 T_{w2} が目標水出口温度 T_{w2t} となるように制御できる。

[0022] 前述の水出口温度 T_{w2} の制御方法の効果としては、従来、取り出す温水温度を調整するために給水路上に温度調節弁を設ける必要があり、施工工数と費用の上昇の一因となっていた。さらに、温水温度一定とするためには、温度調節弁の開度調整によって、流量を絞る結果となり、温水需要先で常時一定流量の温水を利用できない場合があった。そういった課題に対して、本実施例では、圧縮機内に標準で備わっている冷却ファン30と、冷却ファン用インバータ36と、吐出空気温度センサ25に、水出口温度センサ34を加えるだけで、容易かつ低コストで所定の目標温度の温水を供給することができる。

[0023] 図5は、水出口温度 T_{w2} を目標水出口温度 T_{w2t} に調整するための制御手順（図2）の変形例を示すフローチャートである。以下、図2のフローチャートとの相違点を中心に説明する。図5のフローチャートでは、ステップ105で $T_{d1} < T_{d1r}$ が成り立つ場合、ステップ107aに進む。ステップ107aでは、冷却ファンの回転速度制御用の目標値としていた吐出空気温度 T_{d1} に代わって、水出口温度 T_{w2} を検出するように切り替える。次に、ステップ107bにおいて、水出口温度 T_{w2} と目標水出口温度 T_{w2t} との間に、 $T_{w2} = T_{w2t}$ の関係が成り立てば本フローチャートは終了し、成り立たない場合は、ステップ111へ進み、ここで $T_{w2} = T_{w2t}$ が成り立つまで冷却ファンインバータ出力周波数 F_f をフィードバック制御する。

[0024] 図5のフローチャートによれば、図2のフローチャートよりも直接的に水出口温度 T_{w2} を制御でき、目標水出口温度 T_{w2t} を得やすい。

[0025] 吐出空気経路10には油分離器出口空気温度センサ48が設けられており、油分離器出口空気温度 T_{dsp} を検出している。これは、油二次分離器8内部の捕集された油煙や油滴が経年的に酸化することで発生する熱によって吐出空気温度が所定の温度以上にした場合に、油二次分離器8や潤滑油の交

換を操作者に喚起することを主な目的として設けられているが、通常は油分離器出口空気温度 $T_{d s p}$ と吐出空気温度 $T_{d 1}$ はほぼ同一であり、油分離器出口空気温度 $T_{d s p}$ を吐出空気温度 $T_{d 1}$ の代わりとして図 2 のフローチャートで用いてもよい。

[0026] (まとめ)

本実施例では、ガスを吸込み、圧縮して吐出する圧縮機本体 1 と、圧縮機本体 1 から排出された高温流体（圧縮空気および潤滑油）の少なくとも一部（潤滑油）と低温流体としての熱交換液とを熱交換させる排熱回収用熱交換器 11 と、前記高温流体を冷却する空冷式冷却器 13c, 20 と、空冷式冷却器 13c, 20 に送風する冷却ファン 30 と、冷却ファン 30 の回転速度を制御するコントローラ 37 と、圧縮機本体 1 から吐出される圧縮ガスの温度である吐出ガス温度を検出する吐出ガス温度センサ 25 とを備えたガス圧縮機において、排熱回収用熱交換器 11 から排出された熱交換液の温度を検出する熱交換液温度センサ 34 と、空冷式冷却器 13c, 20 で冷却された高温流体（圧縮空気および潤滑油）の少なくとも一部（潤滑油）を圧縮機本体 1 に流入させる経路（油経路 21）とを備え、コントローラ 37 は、熱交換液温度センサ 34 で検出される温度 $T_{w 2}$ が所定の目標熱交換液温度 $T_{w 2 t}$ に近づくように冷却ファン 30 の回転速度を制御する熱交換液温度調整機能を有する。

[0027] 以上のように構成した本実施例によれば、圧縮機本体 1 に流入する高温流体（潤滑油）の冷却度合いを冷却ファン 30 で調整することにより、排熱回収用熱交換器 11 に流入する高温流体（潤滑油）の温度を調整することが可能となる。これにより、熱回収液の経路に温度調整弁等を設けることなく低コストで、排熱回収用熱交換器 11 から排出される熱回収液の温度 $T_{w 2}$ を所望の温度 $T_{w 2 1}$ に調整することが可能となる。

[0028] また、本実施例におけるコントローラ 37 は、排熱回収用熱交換器 11 から排出される熱交換液の温度 $T_{w 2}$ と圧縮機本体 1 から吐出される圧縮ガスの温度 $T_{d 1}$ との相関関係（図 4 の曲線 1）を記憶しており、前記相関関係

において、前記所定の温度と一致する熱交換液の温度 $T_w 2$ に対応する吐出ガス温度 $T_d 1$ を目標吐出ガス温度 $T_d 1 t$ として設定し、吐出ガス温度センサ 25 が検出する温度が目標吐出ガス温度 $T_d 1 t$ に近づくように冷却ファン 30 の回転速度を制御する。これにより、吐出ガス温度 $T_d 1$ に基づいて熱交換液の温度 $T_w 2$ を調整することが可能となる。

[0029] また、本実施例におけるガス圧縮機は、前記熱回収液温度調整機能の有効化または無効化を指示する切替指示装置 38 を備え、コントローラ 37 は、切替指示装置 38 から前記熱回収液温度調整機能の有効化を指示された場合は、熱交換液温度センサ 34 で検出される温度 $T_w 2$ が所定の目標熱交換液温度 $T_w 2 t$ に近づくように冷却ファン 30 の回転速度を制御し、切替指示装置 38 から前記熱回収液温度調整機能の無効化を指示された場合は、吐出ガス温度 $T_d 1$ が所定の目標吐出ガス温度 $T_d 1 t$ に近づくように冷却ファン 30 の回転速度を制御する。これにより、必要に応じて熱回収液温度調整機能を有効化または無効化することが可能となる。

[0030] また、本実施例における圧縮機本体 1 は、内部の作動室内に潤滑液が注入される給液式であり、排熱回収用熱交換器 11 に流入する高温流体には、圧縮機本体 1 から吐出された潤滑液（潤滑油）が含まれる。これにより、給液式の圧縮機において、熱回収液の経路に温度調整弁等を設けることなく低コストで、排熱回収用熱交換器 11 から排出される熱回収液の温度 $T_w 2$ を所望の温度 $T_w 2 t$ に調整することが可能となる。

実施例 2

[0031] 図 6 は、本発明の第 2 の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。以下、第 1 の実施例との相違点を中心に説明する。

[0032] 本実施例におけるガス圧縮機は、油経路 17 に潤滑油入口温度センサ 27 を備えており、吐出空気温度センサ 25 で検出する吐出空気温度 $T_d 1$ に代えて、潤滑油入口温度センサ 27 で検出した潤滑油入口温度 $T_o 1$ を、水出口温度 $T_w 2$ を調整するために使用する。本実施例における主制御基板 37 の水出口温度 $T_w 2$ の調整するためのフローチャートは、第 1 の実施例のフ

ローチャート（図2に示す）の吐出空気温度 T_{d1} を潤滑油入口温度 T_{o1} に読み替えたものに相当する。また、目標水出口温度 T_{w2t} と目標潤滑油入口温度 T_{o1t} の関係を示す特性曲線は図4の曲線1を用いてもよいし、事前に目標水出口温度 T_{w2t} と目標潤滑油入口温度 T_{o1t} の専用の特性曲線を予め作成し、格納して用いても良い。

[0033] （まとめ）

本実施例におけるガス圧縮機は、潤滑油入口温度 T_{o1} に基づいて熱交換液の温度 T_{w2} を調整する。

[0034] 以上のように構成した本実施例においても、第1の実施例と同様に、熱回収液の経路に温度調整弁等を設けることなく低コストで、排熱回収用熱交換器11から排出される熱回収液の温度を所望の温度に調整することが可能となる。

実施例 3

[0035] 図7は、本発明の第3の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。以下、第1の実施例との相違点を中心に説明する。

[0036] 本実施例における排熱回収用熱交換器11Aは高温流体流路がガス用と液用で2系統備わっており、油一次分離器7及び油二次分離器8を経て油がほとんど分離された後の圧縮空気が、吐出空気経路10を介して、排熱回収用熱交換器11Aのガス側高温流体流路に流入する。潤滑油は図1と同様に油経路17を介して、排熱回収用熱交換器11Aの液側高温流体流路に流入する。このとき、高温の圧縮空気及び潤滑油を高温流体、水を低温流体として熱交換することで、圧縮空気からの排熱回収が実行される。その後、圧縮空気は吐出空気経路12を介して、アフタークーラ13cへ流入する構成となっている。

[0037] （まとめ）

本実施例における圧縮機本体1は、内部の作動室内に潤滑液が注入される給液式であり、排熱回収用熱交換器11Aに流入する高温流体には、圧縮機本体1から吐出された圧縮ガスおよび潤滑液が含まれる。

[0038] 以上のように構成した本実施例によれば、高温流体である圧縮空気と油の両方と低温流体である水との間で熱交換できるため、回収可能な熱量を第1の実施例よりも大きくすることが可能となる。

実施例 4

[0039] 図8は、本発明の第4の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。以下、第1の実施例との相違点を中心に説明する。

[0040] 本実施例における圧縮機本体1L、1Hは、低圧段圧縮機本体1Lと高圧段圧縮機本体1Hを備えた二段圧縮方式である。低圧段圧縮機本体1Lと高圧段圧縮機本体1Hは、ギヤケース39に取り付けられていて、低圧段圧縮機本体1Lと高圧段圧縮機本体1Hそれぞれの被駆動軸端に低圧段ピニオン41と高圧段ピニオン42が取り付けられている。主モータ2の駆動軸にはブルギヤ40が取り付けられ、低圧段ピニオン41と高圧段ピニオン42がブルギヤ40と噛合っており、主モータ2の回転によって、低圧段圧縮機本体1Lと高圧段圧縮機本体1Hが駆動される。低圧段圧縮機本体1Lの被駆動軸端側には図示しない軸継手、ないし、変速歯車を介してオイルポンプ45が接続され、低圧段圧縮機本体1Lの被駆動軸の回転によって駆動される。

[0041] 吸込みフィルタ3、吸込み弁4、吸気経路5を介して吸込まれた空気は低圧段圧縮機本体1Lに流入し、所定の低圧段吐出圧力まで昇圧された圧縮空気は吐出空気経路6aを介して、高圧段圧縮機本体1Hへ流入し、ここで所定の吐出圧力まで昇圧された圧縮空気は吐出空気経路6bを介し、油一次分離器7へ流入する。これ以降の吐出空気系統については図1と同一である。

[0042] 油経路に関しては、油一次分離器7からオイルフィルタ22までの構成は図1と同様であるが、オイルフィルタ22を通過後の潤滑油がギヤケース39内部の各ギヤ、図示しない軸封部品、軸受等に供給されるとともに、低圧段圧縮機本体1Lと高圧段圧縮機本体1H内部のスクリュロータ、軸受等にも供給され、これらの駆動部品を潤滑する。また、オイルポンプ45はギヤケース39の下部に滞留した潤滑油を油経路15aを介して吸込んだ後、油

経路 1 5 b を介して圧送し、吸気経路 5 内に注入され、吸込み空気とともに油が低圧段圧縮機本体 1 L へ流入し、作動室内の空気の封止やスクリュロータの潤滑を行う。

[0043] 排熱回収用熱交換器 1 1、潤滑油や圧縮空気を最終的に冷却するオイルクーラ 2 0、アフタークーラ 1 3 c とそれらに接続されるに接続される給水路、油経路、吐出空気経路の基本構成は図 1 と同一である。また、冷却ファン 3 0 とそれを制御する冷却ファン用インバータ 3 6、各種温度及び圧力センサの構成も第 1 の実施例（図 1）と同様である。したがって、第 1 の実施例のフローチャート（図 2 または図 5）を同様に実行可能であり、目標水出口温度 T_{w2t} に対応する目標吐出空気温度 T_{d1t} の算出においても、図 4 の曲線 1 に相当する特性曲線を用いることができる。

[0044] また、本実施例のように、圧縮機本体の数や駆動方式によらず、高温流体である潤滑油からの排熱回収機能と目標水出口温度 T_{w2t} の温水を供給する機能を構成することができる。一般的に、複数の圧縮機本体を内蔵する油冷式圧縮機は大出力のモータを備え、循環する潤滑油量も多くなることから、排熱からの回収熱量は相対的に大きくなり、供給可能な温水量も多くなることで、省エネ効果が高くなる。温水量が多い分、従来技術では必要だった大型の水用温度調整弁も不要となり、設置費用の削減の効果も大きくなる。

[0045] （まとめ）

本実施例における圧縮機本体 1 L, 1 H は、多段式である。

[0046] 以上のように構成した本実施例によれば、多段式のガス圧縮機において、熱回収液の経路に温度調整弁等を設けることなく低コストで、排熱回収用熱交換器から排出される熱回収液の温度を所望の温度に調整することが可能となる。

実施例 5

[0047] 図 9 は、本発明の第 5 の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。以下、第 1 の実施例との相違点を中心に説明する。

[0048] 本実施例におけるガス圧縮機は、圧縮機本体の作動室内に冷却液または潤

滑液を注入しない無給油式（無給液式）であり、低圧段圧縮機本体 1 L と高圧段圧縮機本体 1 H を備えた二段圧縮方式である。低圧段圧縮機本体 1 L と高圧段圧縮機本体 1 H は、内部に図示しない雌雄一對のスクリュロータを内包し、前記スクリュロータの軸端に設けられた同期歯車によって、互いは微小な隙間を維持しながら非接触で回転することができる。

[0049] 低圧段圧縮機本体 1 L と高圧段圧縮機本体 1 H は、ギヤケース 39 に取り付けられていて、低圧段圧縮機本体 1 L と高圧段圧縮機本体 1 H それぞれの被駆動軸端に低圧段ピニオン 41 と高圧段ピニオン 42 が取り付けられている。主モータ 2 の駆動軸にはブルギヤ 40 が取り付けられ、低圧段ピニオン 41 と高圧段ピニオン 42 がブルギヤ 40 と噛合っており、主モータ 2 の回転によって、低圧段圧縮機本体 1 L と高圧段圧縮機本体 1 H が駆動される。主モータ 2 の駆動軸端にはオイルポンプ用ピニオン 43 が設けられ、オイルポンプ用ピニオン 43 が、オイルポンプ 45 の被駆動軸に設けられたオイルポンプギヤ 44 と噛合い、主モータ 2 によってオイルポンプ 45 は駆動される。

[0050] 低圧段圧縮機本体 1 L から吐出された圧縮空気は吐出空気経路 6 a を介し、低圧段排熱回収用熱交換器 11 L の高温流体流路へ流入し、低温流体流路を通過する水と熱交換する。その後、吐出空気経路 6 b を介して、インタークーラ 13 a で所定の温度まで冷却される。その後、圧縮空気は吐出空気経路 6 c 上に設けられた凝縮水分離器 7 a で凝縮水を圧縮空気より分離された後、高圧段圧縮機本体 1 H へと流入する。すなわち、吐出空気経路 6 c は、空冷式冷却器（インタークーラ 13 a）で冷却された高温流体（圧縮空気）を圧縮機本体（高圧段圧縮機本体 1 H）に流入させる経路である。低圧段圧縮機本体 1 H で所定の圧力まで昇圧された圧縮空気は吐出空気経路 10 a を介して、高圧段排熱回収用熱交換器 11 H の高温流体流路へ流入し、低温流体流路を通過する水と熱交換する。その後、吐出空気経路 12 へ流出し、吐出空気経路 12 上に設けられた空冷式のプレクーラ 13 b で冷却ファン 30 が発生させた冷却風によって予冷された後、逆止弁 9 a を通過し、アフター

クーラ 13c へ流入する。圧縮空気はアフタークーラ 13c で冷却風によって冷却された後、吐出空気経路 14 を介して需要先へと供給される。

[0051] 一方、圧縮機本体の作動室内に給油しない無給油式圧縮機においても、ギヤや図示しない軸受などの駆動部品の潤滑用と、空気の圧縮熱によって高温となる圧縮機本体ケーシングの冷却用に潤滑油は必要であり、潤滑油を循環させるためにオイルポンプが必要である。主モータ 2 によって駆動されるオイルポンプ 45 は、ギヤケース 39 の下部に貯留されている潤滑油を油経路 15a を介して吸込み、油経路 15b を介して圧送する。油経路 15b 上には温調弁 16 が設けられており、潤滑油温度が所定の温度よりも低い場合は、潤滑油の全量が油バイパス路 18 を通ることでオイルクーラ 20 をバイパスし、油経路 21、オイルフィルタ 22、及び、油経路 23a を経由し、油経路 23a より分岐する油経路 23b を介して低圧段圧縮機本体 1L へ、油経路 23a を介して高圧段圧縮機本体 1H へ給油され、圧縮機本体内部の図示しない軸受や雄雌一對のスクリュロータを非接触で回転させるための同期歯車等の潤滑に用いられるほか、圧縮機本体を構成するケーシングには図示しない冷却液流路（圧縮空気と混合しないように分離された流路）内を潤滑油が流通することで、圧縮機本体を冷却する用途としても使用される。また、潤滑油は図示しないその他の分岐油経路を介して、ギヤケース 39 内部の各ギヤや軸受等の駆動部品にも給油される。所定の温度よりも潤滑油温度が高くなると、温調弁 16 は潤滑油温度に応じて油バイパス路 18 と油経路 17 への油量を配分を調整し、潤滑油は油経路 17 を介してオイルクーラ 20 へ流入し、冷却風によって冷却された後、油経路 21 を介して、最終的には低圧段圧縮機本体 1L、高圧段圧縮機本体 1H へ給油される。すなわち、油経路 21 は、空冷式冷却器（オイルクーラ 20）で冷却された高温流体（潤滑油）を圧縮機本体（低圧段圧縮機本体 1L および高圧段圧縮機本体 1H）に流入させる経路である。

[0052] 本実施例では、直列で最初に低圧段排熱回収用熱交換器 11L、次に高圧段排熱回収用熱交換器 11H の順で水と圧縮空気を熱交換させる構成として

いる。詳細を説明すると、給水路31aを通過した水は低圧段排熱回収用熱交換器11Lの低温流体流路に流入し、低圧段圧縮機本体1Lから吐出された高温の圧縮空気によって加熱される。その後、水は給水路31bを介して、高圧段排熱回収用熱交換器11Hの低温流体流路に流入し、高圧段圧縮機本体1Hより吐出された高温の圧縮空気によって加熱されて、最終的に給水路32から温水需要先へと供給される。ここで、本実施例では、吸込み圧力と吐出し圧力の比である圧縮比が、低圧段圧縮機本体1Lのほうが高圧段圧縮機本体1Hよりも小さいことを想定しており、低圧段圧縮機本体1Lの出口の吐出空気温度の方が低いため、交換熱量をできるだけ大きくするためには、先に給水源から供給される最も低温の水と低圧段吐出空気と熱交換させる方がより好適であるためである。しかしながら、仮に高圧段圧縮機本体1Hの圧縮比の方が、低圧段圧縮機本体1Lよりも小さい設計の場合、排熱回収用熱交換器の接続の順序を、先に高圧段排熱回収用熱交換器11Hとし、その次に低圧段排熱回収用熱交換器11Lとしてもよい。

[0053] 無給油式圧縮機の場合、発生熱量の大部分は圧縮空気の顕熱として存在しており、本実施例の通り、圧縮空気からの排熱回収として水と熱交換とさせることが多い。本実施例では油からの排熱回収は無いが、第1の実施例のフローチャート（図2）と同様に、水出口温度 T_{w2} を目標水出口温度 T_{w2t} となるように冷却ファン30の回転制御を行えばよい。

[0054] 図10は、本実施例におけるガス圧縮機において水出口温度 T_{w2} を目標水出口温度 T_{w2t} に調整するための制御手順を示すフローチャートである。本実施例では、第1の実施例の吐出空気温度 T_{d1} の代わりに、高圧段吐出空気温度 T_{dH1} を用いる。また、吐出空気警報温度 T_{d1A} の代わりに、高圧段吐出空気警報温度 T_{dH1A} を用いる。また、温水優先モード有効時においては、温水優先モード時吐出空気上限温度 T_{d1r} の代わりに、温水優先モード時高圧段吐出空気上限温度 T_{dH1r} を用いる。また、ファン制御開始吐出空気温度 T_{d1f} の代わりに、ファン制御開始高圧段吐出空気温度 T_{dH1f} を用いる。また、目標吐出空気温度 T_{d1t} の代わりに、目

標高压段吐出空気温度 T_{dH1t} を用いる。条件判断に使用するパラメータは前述の通り変更となるが、図10の各ステップの処理は第1の実施例(図2)と同一である。

[0055] 図11は、本実施例における低压段排熱回収用熱交換器11L及び高压段排熱回収用熱交換器11Hにおける高温流体(圧縮空気)及び低温流体(水)のそれぞれの入口温度及び出口温度を示す図である。低压段排熱回収用熱交換器11L及び高压段排熱回収用熱交換器11Hは共に対向流型の熱交換器であり、このときの低压段排熱回収用熱交換器11Lの低压段対数平均温度差 ΔT_{mL} は、

$$\Delta T_{mL} = \left((T_{dL1} - T_{wL2}) - (T_{dL2} - T_{wL1}) \right) / \text{LN} \left((T_{dL1} - T_{wL2}) / (T_{dL2} - T_{wL1}) \right)$$

で表される。一方、高压段排熱回収用熱交換器11Hの高压段対数平均温度差 ΔT_{mH} は、

$$\Delta T_{mH} = \left((T_{dH1} - T_{wH2}) - (T_{dH2} - T_{wH1}) \right) / \text{LN} \left((T_{dH1} - T_{wH2}) / (T_{dH2} - T_{wH1}) \right)$$

で表される。

[0056] 低压段排熱回収用熱交換器11Lと高压段排熱回収用熱交換器11Hは直列で接続されているため、それぞれに流入する水量は同一である。この水量は常時一定で、かつ、水入口温度(=低压段低温流体入口温度) T_{wL1} も一定とすると、低压段排熱回収用熱交換器11Lの低压段低温流体出口温度 T_{wL2} と、高压段排熱回収用熱交換器11Hの高压段低温流体入口温度 T_{wH1} は同じ温度であり、 $T_{wH1} = T_{wL2}$ の関係である(ここでは、給水路31bは断熱材等で保護され、熱の出入りは無いと仮定している)。

[0057] 低压段排熱回収用熱交換器11Lで水と熱交換して低压段高温流体出口から流出する冷却された圧縮空気の低压段高温流体出口温度 T_{dL2} は、インタークーラ13aにて、さらに大気温度+15℃前後まで冷却される。その後、高压段圧縮機本体1Hで圧縮されて、高压段吐出空気温度(=高压段高温流体入口温度) T_{dH1} で高压段排熱回収用熱交換器11Hへ流入する。

したがって、通常、低压段高温流体出口温度 T_{dL2} と高压段高温流体入口温度 T_{dH1} は直列に接続されていても、低压段低温流体出口温度 T_{wL2} と高压段低温流体入口温度 T_{wH1} のようには一致しない。

[0058] 一般的な無給油式圧縮機において、圧縮直後の吐出し空気温度（絶対温度） $[K]$ は、（吸込み空気絶対温度） \times （（吐出し空気絶対圧力／吸込み空気絶対圧力） $^{((\kappa-1)/(m \cdot \kappa))}$ ）で求められる。ここで、 κ は空気の比熱比（ $=1.4$ ）で、 m は圧縮段数である。圧縮機の吐出し圧力仕様にもよるが、吐出し空気圧力仕様が 0.7 MPa （ゲージ圧力）の場合、低压段と高压段の圧縮比（ $=$ （吐出し空気絶対圧力／吸込み空気絶対圧力）が同程度となるように設計することが一般的であるため、低压段圧縮機本体 $1L$ と高压段圧縮機本体 $1H$ の吐出し空気温度を $m=1$ として個別に計算すると、低压段及び高压段圧縮機本体出口温度、即ち、低压段吐出空気温度（ $=$ 低压段高温流体入口温度） T_{dL1} 、高压段吐出空気温度（ $=$ 高压段高温流体入口温度） T_{dH1} は $180 \sim 210^\circ\text{C}$ 前後となる。

[0059] 第1の実施例と同様に、高压段排熱回収用熱交換器 $11H$ の高压段低温流体出口温度、即ち、水出口温度 T_{wH2} を、目標高压段水出口温度 T_{wH2t} （ $T_{wH2} < T_{wH2t}$ ）まで上昇させるためには、低压段高温流体入口温度 T_{dL1} と高压段高温流体入口温度 T_{dH1} を上昇させればよい。無給油式圧縮機は、油冷式圧縮機と異なり、圧縮機本体の作動室内に潤滑油を噴射することは無いが、冷却ファン 30 の回転速度を下げることで、オイルクーラ 20 出口の潤滑油温度が上がることから、低压段圧縮機本体 $1L$ と高压段圧縮機本体 $1H$ の図示しない冷却液流路に流通する潤滑油による冷却能力下がる。同時に、冷却ファン 30 の回転速度低下によりインタークーラ $13a$ の冷却能力も低下する。これによって、低压段圧縮機本体 $1L$ の低压段吐出空気温度（ $=$ 低压段高温流体入口温度） T_{dL1} と、高压段圧縮機本体 $1H$ の高压段吐出空気温度（ $=$ 高压段高温流体入口温度） T_{dH1} が上昇し、それによって、水出口温度 T_{wH2} を上昇させることが可能である。

[0060] 低压段水入口温度 T_{wL1} を与え、高压段水出口温度 $T_{wH2} = T_{wH2}$

t に設定したとき、低圧段対数平均温度差 ΔT_{mL} と高圧段対数平均温度差 ΔT_{mH} が高圧段水出口温度 T_{wH2} の設定前後で同じになるように、目標高圧段吐出空気温度 T_{dH1t} を決定すると、図 11 の特性が得られる。

[0061] 第 1 の実施例と同様に、予め、採用している低圧段排熱回収用熱交換器 11L と高圧段排熱回収用熱交換器 11H の組合せで目標高圧段水出口温度 T_{wH2t} と目標高圧段吐出空気温度 T_{dH1t} の関係を計算しておき、特性曲線を用意しておくことで、操作者が任意の目標高圧段水出口温度 T_{wH2t} を設定したときに対応する目標高圧段吐出空気温度 T_{dH1t} が容易に得られる。図 4 の曲線 2 は、本実施例における目標高圧段水出口温度 T_{wH2t} と、目標高圧段吐出空気温度 T_{dH1t} の関係を表す特性曲線である。任意の目標高圧段水出口温度 T_{wH2t} が設定されたときには、図 10 のフローチャートに従い、対応する目標高圧段吐出空気温度 T_{dH1t} が得られるように、冷却ファンインバータ出力周波数 F_f をフィードバック制御し、高圧段吐出空気温度 T_{dH1} を調整すればよい。

[0062] 但し、目標高圧段水出口温度 T_{wH2t} を通常よりも大幅に低い温度に設定しようとしても、低圧段吐出空気温度 T_{dL1} と高圧段吐出空気温度 T_{dH1} は、物理的に吸込み空気温度と圧縮比で決まっていることから、冷却ファンインバータ出力周波数 F_f のフィードバック制御の結果、冷却ファン 30 が全速運転、即ち、冷却ファンインバータ最高出力周波数 F_{fmax} となった場合、ユニット出口吐出空気圧力 P_d が一定であれば、目標高圧段吐出空気温度 T_{dH1t} にも下限が存在し、例えば、大気温度が 20°C の場合は、目標高圧段吐出空気温度 T_{dH1t} の下限値は 170°C 前後と予想される。

[0063] 図 12 は、本実施例におけるガス圧縮機において水出口温度 T_w2 を目標水出口温度 T_w2t に調整するための制御手順（図 10）の変形例を示すフローチャートである。図 12 のフローチャートで使用するパラメータは図 10 のフローチャートと同一である。さらに、図 12 の各ステップの処理は第 1 の実施例（図 5）と同一である。

[0064] (まとめ)

本実施例における圧縮機本体 1 L, 1 H は、内部の作動室内に冷却液または潤滑液が注入されない無給液式であり、排熱回収用熱交換器 1 1 L, 1 1 H に流入する高温流体には、圧縮機本体 1 L, 1 H から吐出された圧縮ガスが含まれる。

[0065] 以上のように構成した本実施例によれば、無給液式のガス圧縮機において、熱回収液の経路に温度調整弁等を設けることなく低コストで、排熱回収用熱交換器 1 1 L, 1 1 H から排出される熱回収液の温度を所望の温度に調整することが可能となる。

[0066] また、本実施例における圧縮機本体 1 L, 1 H は、低圧段圧縮機本体 1 L と、高圧段圧縮機本体 1 H とを有し、排熱回収用熱交換器 1 1 L, 1 1 H は、低圧段圧縮機本体 1 L から吐出された圧縮ガスを高温流体とし、熱回収液を低温流体として熱交換させる低圧段排熱回収用熱交換器 1 1 L と、高圧段圧縮機本体 1 H から吐出された圧縮ガスを高温流体とし、熱回収液を低温流体として熱交換させる高圧段排熱回収用熱交換器 1 1 H とを有し、低圧段排熱回収用熱交換器 1 1 L および高圧段排熱回収用熱交換器 1 1 H の各低温流体流路が直列に接続されている。これにより、低圧段圧縮機本体 1 L 及び高圧段排熱回収用熱交換器 1 1 H から吐出された圧縮ガスによって熱回収液が加熱されるため、熱回収液の温度を高くすることが可能となる。

実施例 6

[0067] 図 1 3 は、本発明の第 6 の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。以下、第 5 の実施例との相違点を中心に説明する。

[0068] 第 5 の実施例（図 9）では、低圧段排熱回収用熱交換器 1 1 L 及び高圧段排熱回収用熱交換器 1 1 H の各低温流体流路を直列に接続しているのに対し、本実施例では、低圧段排熱回収用熱交換器 1 1 L 及び高圧段排熱回収用熱交換器 1 1 H の各低温流体流路を並列に接続している。

[0069] 給水源から導水する給水路 3 1 a は途中で給水路 3 1 b が分岐する。給水路 3 1 a は低圧段排熱回収用熱交換器 1 1 L へ接続され、一方で、給水路 3

1 bは高压段排熱回収用熱交換器1 1 Hへ接続される。低压段排熱回収用熱交換器1 1 Lで加熱された水は給水路3 2 aへ流出し、高压段排熱回収用熱交換器1 1 Hで加熱された水は給水路3 2 bへ流出し、給水路3 2 bは給水路3 2 aに合流し、温水需要先へ供給される。水入口温度は、給水路3 1 aと給水路3 1 bの分岐点よりも上流側に設置された水入口温度センサ3 3で検出し、水出口温度は、給水路3 2 aと給水路3 2 bの合流点よりも下流側に設置された水出口温度センサ3 4で検出する。

[0070] この構成によれば、低压段排熱回収用熱交換器1 1 L及び高压段排熱回収用熱交換器1 1 Hの各低温流体流路を並列に接続したことにより、第5の実施例(図9)のように低压段排熱回収用熱交換器1 1 L及び高压段排熱回収用熱交換器1 1 Hの各低温流体流路を直列に接続するよりも、低温側の水入口温度 T_{w1} と高温側の低压段吐出空気温度 T_{dL1} または高压段吐出空気温度 T_{dH1} との差を大きく確保できるため、交換熱量をより大きくとれ、省エネ効果が大きくなる。一方で、高压段水出口温度 T_{wH2} は、第5の実施例のように低压段排熱回収用熱交換器1 1 L及び高压段排熱回収用熱交換器1 1 Hの各低温流体流路を直列に接続するよりは低くなる。

[0071] また、並列に接続された熱交換器群は大きな単一の熱交換器と見なすことができ、この場合の特性曲線は図4の曲線1に相当する。

[0072] (まとめ)

本実施例における圧縮機本体1 L, 1 Hは、低压段圧縮機本体1 Lと、高压段圧縮機本体1 Hとを有し、排熱回収用熱交換器1 1 L, 1 1 Hは、低压段圧縮機本体1 Lから吐出された圧縮ガスを高温流体とし、熱回収液を低温流体として熱交換させる低压段排熱回収用熱交換器1 1 Lと、高压段圧縮機本体1 Hから吐出された圧縮ガスを高温流体とし、熱回収液を低温流体として熱交換させる高压段排熱回収用熱交換器1 1 Hとを有し、低压段排熱回収用熱交換器1 1 Lおよび高压段排熱回収用熱交換器1 1 Hの各低温流体流路は、並列に接続されている。

[0073] 以上のように構成した本実施例によれば、低压段排熱回収用熱交換器1 1

Lおよび高圧段排熱回収用熱交換器11Hの各低温流体流路を並列に接続したことにより、低温側の水入口温度 T_{w1} と高温側の低圧段吐出空気温度 T_{dL1} または高圧段吐出空気温度 T_{dH1} との差が大きく確保され、交換熱量が増加するため、省エネ効果が向上させることが可能となる。

実施例 7

[0074] 図14は、本発明の第7の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。以下、第5の実施例との相違点を中心に説明する。

[0075] 本実施例におけるガス圧縮機は、第5の実施例の構成（図9）に加えて、潤滑油から排熱回収を行うための潤滑油排熱回収用熱交換器11oを更に備えている。具体的には、温調弁16の2か所ある出口側の一方はオイルクーラ20を經由する側の出口に油経路17aが接続され、油経路17aは潤滑油排熱回収用熱交換器11oの高温流体流路入口に接続される。潤滑油排熱回収用熱交換器11oの高温流体流路出口には油経路17bが接続され、オイルクーラ20と連通する。それより下流の構成は第5の実施例と同一である。

[0076] 排熱回収用熱交換器の低温流体流路側への通水の順序は、まず、最も水温が低い給水源からの水を導入する給水路31aが潤滑油排熱回収用熱交換器11oの低温流体流路入口に接続され、最初に潤滑油の熱によって水が加熱される。潤滑油排熱回収用熱交換器11oを最初に通す理由は、無給油式圧縮機に関して、潤滑油温度は低圧段ないし高圧段の吐出空気温度よりも大幅に低く、潤滑油と水との温度差を確保するためである。潤滑油排熱回収用熱交換器11oを通過後の水は、第5の実施例と同様に、給水路31bを介して、低圧段排熱回収用熱交換器11Lに流入し、ここで低圧段吐出空気の熱により加熱された後、給水路31cを介して、高圧段排熱回収用熱交換器11Hに流入し、ここでさらに高温の高圧段吐出空気によって加熱され、温水需要先へ供給される。

[0077] また、本実施例では3個の排熱回収用熱交換器11o, 11L, 11Hの各低温流体流路を直列に接続しているため、特性曲線は図4の曲線2に相当

するが、潤滑油からの排熱回収によって、目標高圧段吐出空気温度 T_{dH1t} と目標高圧段水出口温度 T_{wH2t} を高くすることができるため、実際には図4の曲線2よりも若干、図4の右上側に移動した曲線となる。

[0078] (まとめ)

本実施例におけるガス圧縮機は、圧縮機本体1L, 1Hから排出される潤滑液を潤滑液を高温流体とし、熱回収液を低温流体として熱交換させる潤滑液排熱回収用熱交換器11oを備え、潤滑液排熱回収用熱交換器11oの低温流体流路は、低压段排熱回収用熱交換器11Lおよび高圧段排熱回収用熱交換器11Hの各低温流体流路よりも上流に位置する。

[0079] 以上のように構成した本実施例によれば、潤滑液からも排熱回収が可能となるため、交換熱量が増えて省エネ効果が高まることに加え、熱回収液を潤滑液で予熱した後に、低压段吐出空気および高圧段吐出空気それぞれ加熱できることから、第5の実施例よりも高温の熱回収液を供給することが可能となる。

実施例 8

[0080] 図15は、本発明の第8の実施例におけるガス圧縮機の概略構成を示す模式図である。以下、第5の実施例との相違点を中心に説明する。

[0081] 本実施例におけるガス圧縮機は、インタークーラ用のファンダクト46とアフタークーラ用のファンダクト47とを個別に備え、ファンダクト46, 47内に冷却ファン30a, 30bをそれぞれ備えている。

[0082] 冷却ファン30aを内包するファンダクト46の内部、または、その開口部に接続される形態で、インタークーラ13a及びオイルクーラ20aが設置され、これらのクーラは冷却ファン30aが発生させる冷却風によって内部の流体を冷却する。

[0083] 一方、冷却ファン30bを内包するファンダクト47の内部、または、その開口部に接続される形態で、プレクーラ13b、アフタークーラ13c、及びオイルクーラ20bが設置され、これらのクーラは冷却ファン30aが発生させる冷却風によって内部の流体を冷却する。

[0084] オイルクーラ20aは、油経路15bより分岐した油経路15cと、その先に接続された温調弁16の下流にある油経路17aの先に設けられている。オイルクーラ20aで冷却された潤滑油は油経路21aを経て、油経路21bと合流し、オイルフィルタ22でろ過される。

[0085] オイルクーラ20bは油経路15bの先に接続された温調弁16の下流にある油経路17bの先に設けられている。オイルクーラ20bで冷却された潤滑油は油経路21bを経て、油経路21aと合流し、オイルフィルタ22でろ過される。

[0086] 冷却ファン30aと冷却ファン30bは、それぞれ冷却ファン用インバータ36aと冷却ファン用インバータ36bで駆動、回転数制御され、冷却ファン用インバータ36aと冷却ファン用インバータ36bへの運転指令、制御指令は主制御基板37が行う。

[0087] (まとめ)

本実施例における圧縮機本体1L、1Hは、低圧段圧縮機本体1Lと、高圧段圧縮機本体1Hとを有し、空冷式冷却器13a、13cは、低圧段圧縮機本体1Lから吐出された圧縮ガスを冷却するインタークーラ13aと、高圧段圧縮機本体1Hから吐出された圧縮ガスを冷却するアフタークーラ13cとを有し、冷却ファン30a、30bは、インタークーラ13aに送風する第1冷却ファン30aと、アフタークーラ13bに送風する第2冷却ファン30bとを有し、ガス圧縮機は、第1冷却ファン30aおよびインタークーラ13aを内包し、または、インタークーラ13aの通風部が開口部に接続された第1ファンダクト46と、第2冷却ファン30bおよびアフタークーラ13cを内包し、または、アフタークーラ13cの通風部が開口部に接続された第2ファンダクト47とを備える。

[0088] 以上のように構成した本実施例によれば、温水優先モード有効時に第2冷却ファン30bは全速運転としたままで、第1冷却ファン30aのみを減速し、回転速度制御することで、インタークーラ13aの冷却能力を低下させて高圧段吸込み空気温度を上昇させることで高圧段吐出空気温度 T_{dH1} を

上昇させ、結果、水出口温度 T_{wH2} を上昇させることができる。このとき、第2冷却ファン30bは全速運転のため、アフタークーラ13bの冷却能力を最大限発揮でき、圧縮空気需要先には十分に冷却された圧縮空気を供給でき、圧縮機の下流に設置されうる圧縮空気除湿装置への負荷を軽減することができる。

[0089] また、潤滑油の冷却を2つのオイルクーラ20a, 20bに分担させることで、第1冷却ファン30aが減速運転している場合でも、全速運転可能な第2冷却ファン30bによって、オイルクーラ20bで潤滑油の冷却を継続することができるため、潤滑油温度の上昇は一定程度に収まる。これにより、周囲大気が高湿となるような環境下での運転の信頼性を向上させることが可能となる。

[0090] 以上、実施例について説明したが、本発明は上記した実施例に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、スクリュ圧縮機に本発明を適用した例について述べたが、これに限られず、スクロール圧縮機、ターボ圧縮機、ルーツブロワなどに同様に適用できる。また、上述した実施例では、ロータ室に雄雌一对のスクリュロータを備えているスクリュ圧縮機の例について説明したが、スクリュロータが1つのシングルスクリュ圧縮機にも同様に適用できる。また、上記実施例では、排熱回収用熱交換器11、低压段排熱回収用熱交換器11L、高压段排熱回収用熱交換器11Hの低温流体として水を使用した例を示したが、他にもアルコール類などの不凍液成分を含んだクーラント液や、溶液、さらに油を使用する場合なども想定でき、低温流体として水のみで限定されるものではない。また、駆動系の構造は1台の主モータ2で圧縮機本体1を直結駆動したが、主モータ2と圧縮機本体1は増速ギヤ駆動でもよいし、カップリング、または、ベルト駆動であってもよい。また、複数の圧縮機本体を備え、圧縮ガスを数回に分けて圧縮する多段式圧縮機にも適用できる。また、低压段圧縮機本体及び高压段圧縮機本体をそれぞれ別々のモータで駆動してもよい。また、冷却ファン及び冷却ファン用インバータはそれぞれ複数備えてもよいし、例えば、冷却ファン2台の

うち、1台は冷却ファン用インバータ、もう一台の冷却ファンは電源周波数による一定速駆動としてもよい。

[0091] その他、第2の実施例では排熱回収用熱交換器の圧縮空気、潤滑油、水の三系統をひとつの熱交換器内に備えた形式のプレート式熱交換器を想定したが、圧縮空気－水、及び、潤滑油－水間の二種類の熱交換器に分けて熱交換させてもよい。また、全ての実施例において、熱交換器はシェルアンドチューブ式熱交換器であってもよい。高温流体側及び低温流体側の接続方法は各実施例に示される順序ではなく、それぞれ接続順序を変えてもよい。例えば、各排熱回収用熱交換器において、高温流体と低温流体は対向流となるように接続されているが、これを並行流となるようにしてもよい。

[0092] また、上記した実施例は本発明を分かり易く説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。例えば、ある実施例の構成の一部を他の実施例の構成に置き換えることが可能であり、ある実施例の構成に他の実施例の構成を加えることも可能である。また、各実施例の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

符号の説明

[0093] 1…圧縮機本体、1 L…低圧段圧縮機本体、1 H…高圧段圧縮機本体、2…主モータ、3…吸込みフィルタ、4…吸込み弁、5…吸気経路、6, 6 a, 6 b, 6 c, 10, 10 a, 12, 14…吐出空気経路、7…油一次分離器、7 a…凝縮水分離器、8…油二次分離器、9…調圧逆止弁、9 a…逆止弁、10, 10 a…吐出空気経路、11, 11 A…排熱回収用熱交換器、11 L…低圧段排熱回収用熱交換器、11 H…高圧段排熱回収用熱交換器、11 o…潤滑油排熱回収用熱交換器（潤滑液排熱回収用熱交換器）、13 a…インタークーラ（空冷式冷却器）、13 b…プレクーラ（空冷式冷却器）、13 c…アフタークーラ（空冷式冷却器）、15, 15 a, 15 b, 15 c, 17, 17 a, 17 b, 19, 21, 21 a, 21 b, 23, 23 a…油経路、16…温調弁、18, 18 a, 18 b…油バイパス路、20, 20 a

, 20b…オイルクーラ（空冷式冷却器）、22…オイルフィルタ、24…吸込み圧力センサ、25…吐出空気温度センサ（吐出ガス温度センサ）、25a…低圧段吐出空気温度センサ、25b…高圧段吸込み空気温度センサ、25c…高圧段吐出空気温度センサ、26…吐出空気圧力センサ、26a…高圧段吸込み空気圧力センサ、27…潤滑油入口温度センサ、28…ユニット出口吐出空気圧力センサ、29…給油圧力センサ、30…冷却ファン、30a…冷却ファン（第1冷却ファン）、30b…冷却ファン（第2冷却ファン）、31, 31a, 31b, 31c, 32…給水路、33…水入口温度センサ、34…水出口温度センサ（熱交換液温度センサ）、35…主モータ用インバータ、36, 36a, 36b…冷却ファン用インバータ、37…主制御基板（コントローラ）、38…入力兼表示装置（切替指示装置）、39…ギヤケース、45…オイルポンプ、46…ファンダクト（第1ファンダクト）、47…ファンダクト（第2ファンダクト）、48…油分離器出口空気温度センサ、Td1…吐出空気温度（吐出ガス温度）、Td1t…目標吐出空気温度（目標吐出ガス温度）、TdL1…低圧段吐出空気温度（低圧段高温流体入口温度）、TdH1…高圧段吐出空気温度（高圧段高温流体入口温度）、Td1t…目標吐出空気温度、TdH1t…目標高圧段吐出空気温度、Td1f…ファン制御開始吐出空気温度、TdH1f…ファン制御開始高圧段吐出空気温度、Td1A…吐出空気警報温度、TdH1A…高圧段吐出空気警報温度、Td1r…温水優先モード時吐出空気上限温度、TdH1r…温水優先モード時高圧段吐出空気上限温度、Tdsp…油分離器出口空気温度、Tw1…水入口温度、TwL1…低圧段水入口温度、Tw2…水出口温度（熱交換液温度）、TwH2…高圧段水出口温度、Tw2t…目標水出口温度（目標熱交換液温度）、TwH2t…目標高圧段水出口温度、 ΔT_m : 対数平均温度差、 ΔT_{mL} …低圧段対数平均温度差、 ΔT_{mH} …高圧段対数平均温度差、Ps…吸込み圧力、Pd…ユニット出口吐出空気圧力、PsH…高圧段吸込み空気圧力、Po…給油圧力、Ff…冷却ファンインバータ出力周波数、Ffmax…冷却ファンインバータ最高出力周波数。

請求の範囲

[請求項1]

ガスを吸込み、圧縮して吐出する圧縮機本体と、
前記圧縮機本体から排出された高温流体の少なくとも一部と低温流体としての熱交換液とを熱交換させる排熱回収用熱交換器と、
前記高温流体を冷却する空冷式冷却器と、
前記空冷式冷却器に送風する冷却ファンと、
前記冷却ファンの回転速度を制御するコントローラと、
前記圧縮機本体から吐出される圧縮ガスの温度である吐出ガス温度を検出する吐出ガス温度センサとを備えたガス圧縮機において、
前記排熱回収用熱交換器から排出された熱交換液の温度を検出する熱交換液温度センサと、
前記空冷式冷却器で冷却された高温流体の少なくとも一部を前記圧縮機本体に流入させる経路とを備え、
前記コントローラは、前記熱交換液温度センサで検出される温度が所定の目標熱交換液温度に近づくように前記冷却ファンの回転速度を制御する熱回収液温度調整機能を有することを特徴とするガス圧縮機。

[請求項2]

請求項1に記載のガス圧縮機において、
前記コントローラは、前記排熱回収用熱交換器から排出される熱交換液の温度と前記圧縮機本体から吐出される圧縮ガスの温度との相関関係を記憶しており、
前記相関関係において、前記所定の温度と一致する熱交換液の温度に対応する吐出ガス温度を目標吐出ガス温度として設定し、
前記吐出ガス温度センサが検出する温度が前記目標吐出ガス温度に近づくように前記冷却ファンの回転速度を制御することを特徴とするガス圧縮機。

[請求項3]

請求項1に記載のガス圧縮機において、
前記熱回収液温度調整機能の有効化または無効化を指示する切替指

示装置を備え、

前記コントローラは、

前記切替指示装置から前記熱回収液温度調整機能の有効化を指示された場合は、前記熱交換液温度センサで検出される温度が所定の目標熱交換液温度に近づくように前記冷却ファンの回転速度を制御し、

前記切替指示装置から前記熱回収液温度調整機能の無効化を指示された場合は、前記吐出ガス温度が所定の目標吐出ガス温度に近づくように前記冷却ファンの回転速度を制御する

ことを特徴とするガス圧縮機。

[請求項4]

請求項1に記載のガス圧縮機において、

前記圧縮機本体は、内部の作動室内に潤滑液が注入される給液式であり、

前記排熱回収用熱交換器に流入する高温流体には、前記圧縮機本体から吐出された潤滑液が含まれる

ことを特徴とするガス圧縮機。

[請求項5]

請求項1に記載のガス圧縮機において、

前記圧縮機本体は、内部の作動室内に冷却液または潤滑液が注入されない無給液式であり、

前記排熱回収用熱交換器に流入する高温流体には、前記圧縮機本体から吐出された圧縮ガスが含まれる

ことを特徴とするガス圧縮機。

[請求項6]

請求項1に記載のガス圧縮機において、

前記圧縮機本体は、多段式である

ことを特徴とするガス圧縮機。

[請求項7]

請求項6に記載のガス圧縮機において、

前記圧縮機本体は、低圧段圧縮機本体と、高圧段圧縮機本体とを有し、

前記排熱回収用熱交換器は、前記低圧段圧縮機本体から吐出された

圧縮ガスを高温流体とし、熱回収液を低温流体として熱交換させる低圧段排熱回収用熱交換器と、前記高圧段圧縮機本体から吐出された圧縮ガスを高温流体とし、熱回収液を低温流体として熱交換させる高圧段排熱回収用熱交換器とを有し、

前記低圧段排熱回収用熱交換器および前記高圧段排熱回収用熱交換器の各低温流体流路は、直列に接続されている

ことを特徴とするガス圧縮機。

[請求項8]

請求項7に記載のガス圧縮機において、

前記圧縮機本体から排出される潤滑液を高温流体とし、熱回収液を低温流体として熱交換させる潤滑液排熱回収用熱交換器を備え、

前記潤滑液排熱回収用熱交換器の低温流体流路は、前記低圧段排熱回収用熱交換器および前記高圧段排熱回収用熱交換器の各低温流体流路よりも上流に位置する

ことを特徴とするガス圧縮機。

[請求項9]

請求項6に記載のガス圧縮機において、

前記圧縮機本体は、低圧段圧縮機本体と、高圧段圧縮機本体とを有し、

前記排熱回収用熱交換器は、前記低圧段圧縮機本体から吐出された圧縮ガスを高温流体とし、熱回収液を低温流体として熱交換させる低圧段排熱回収用熱交換器と、前記高圧段圧縮機本体から吐出された圧縮ガスを高温流体とし、熱回収液を低温流体として熱交換させる高圧段排熱回収用熱交換器とを有し、

前記低圧段排熱回収用熱交換器および前記高圧段排熱回収用熱交換器の各低温流体流路は、並列に接続されている

ことを特徴とするガス圧縮機。

[請求項10]

請求項6に記載のガス圧縮機において、

前記圧縮機本体は、低圧段圧縮機本体と、高圧段圧縮機本体とを有し、

前記空冷式冷却器は、前記低圧段圧縮機本体から吐出された圧縮ガスを冷却するインタークーラと、前記高圧段圧縮機本体から吐出された圧縮ガスを冷却するアフタークーラとを有し、

前記冷却ファンは、前記インタークーラに送風する第1冷却ファンと、前記アフタークーラに送風する第2冷却ファンとを有し、

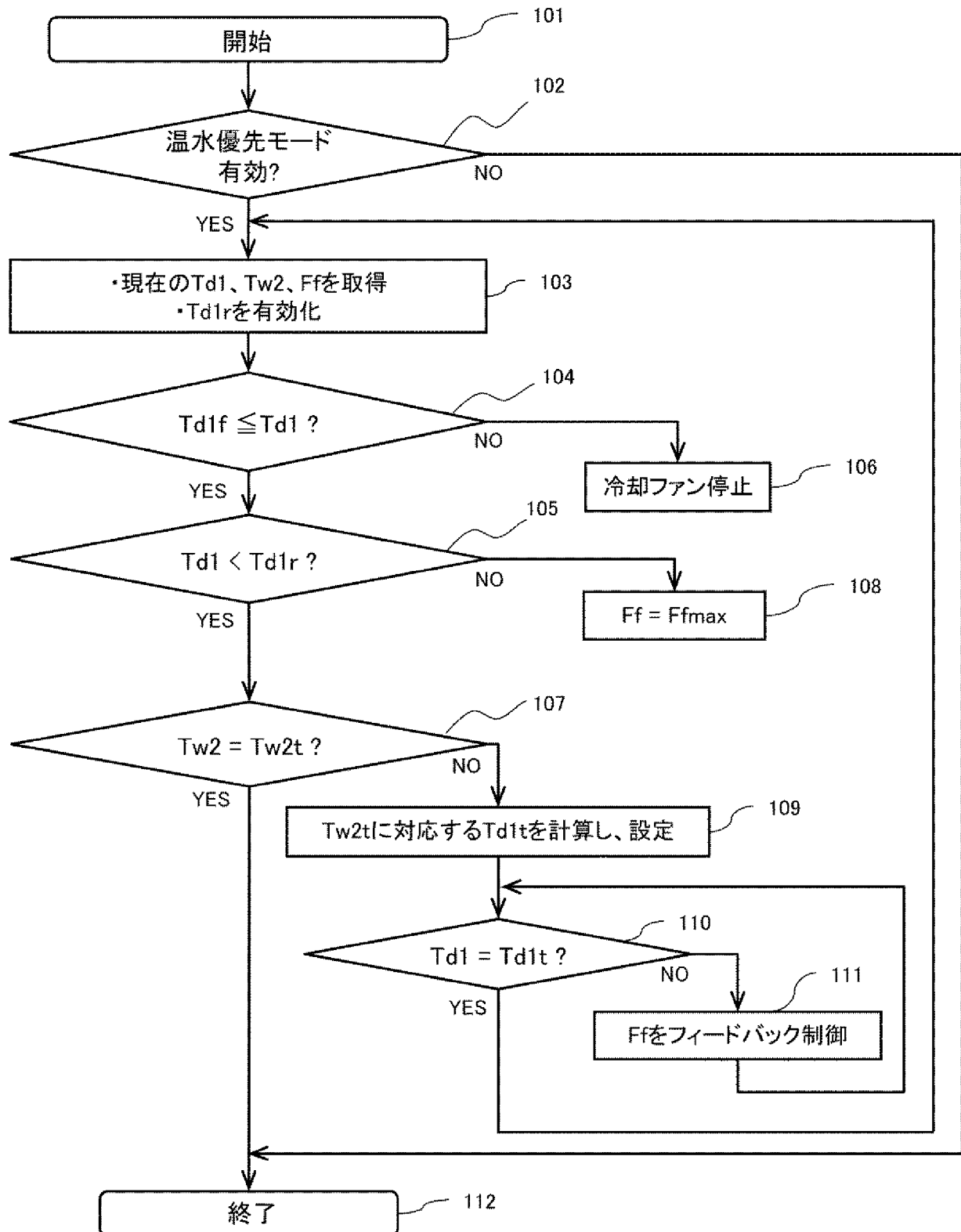
前記ガス圧縮機は、

前記第1冷却ファンおよび前記インタークーラを内包し、または、前記インタークーラの通風部が開口部に接続された第1ファンダクトと、

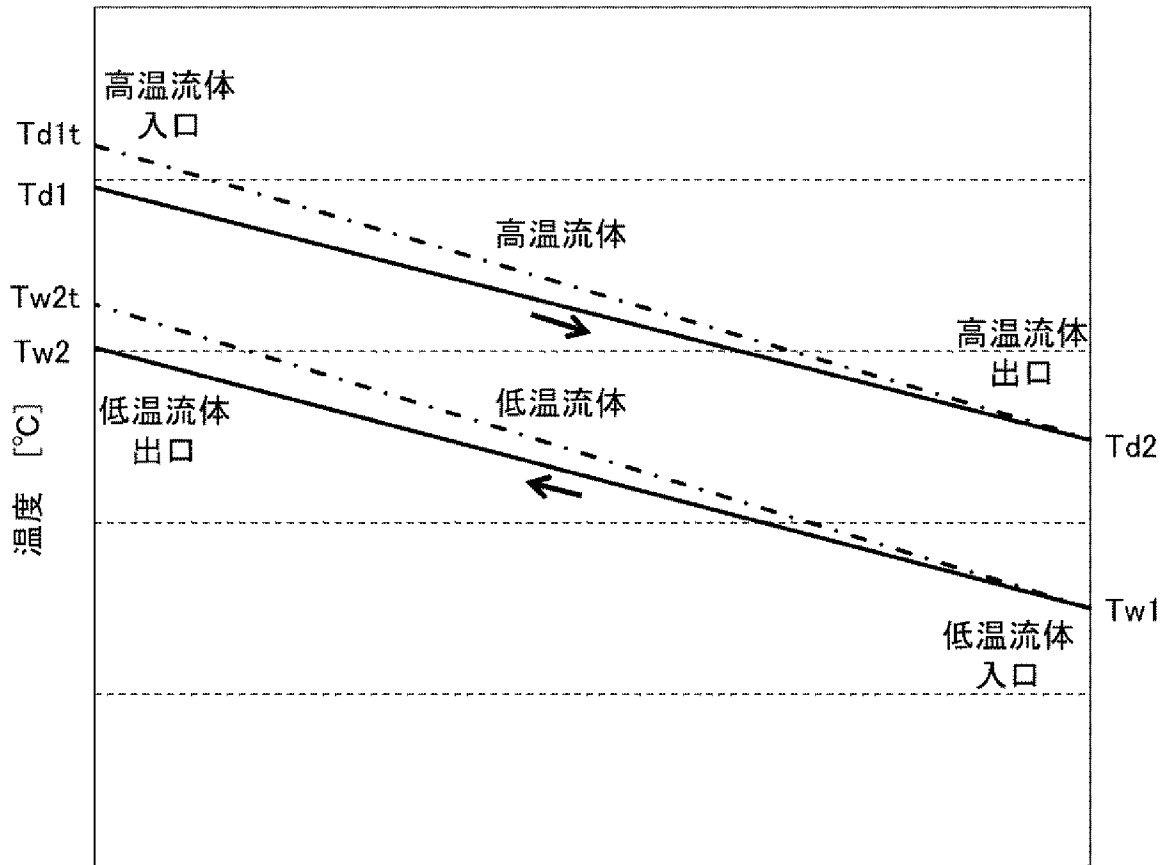
前記第2冷却ファンおよび前記アフタークーラを内包し、または、前記アフタークーラの通風部が開口部に接続された第2ファンダクトとを備える

ことを特徴とするガス圧縮機。

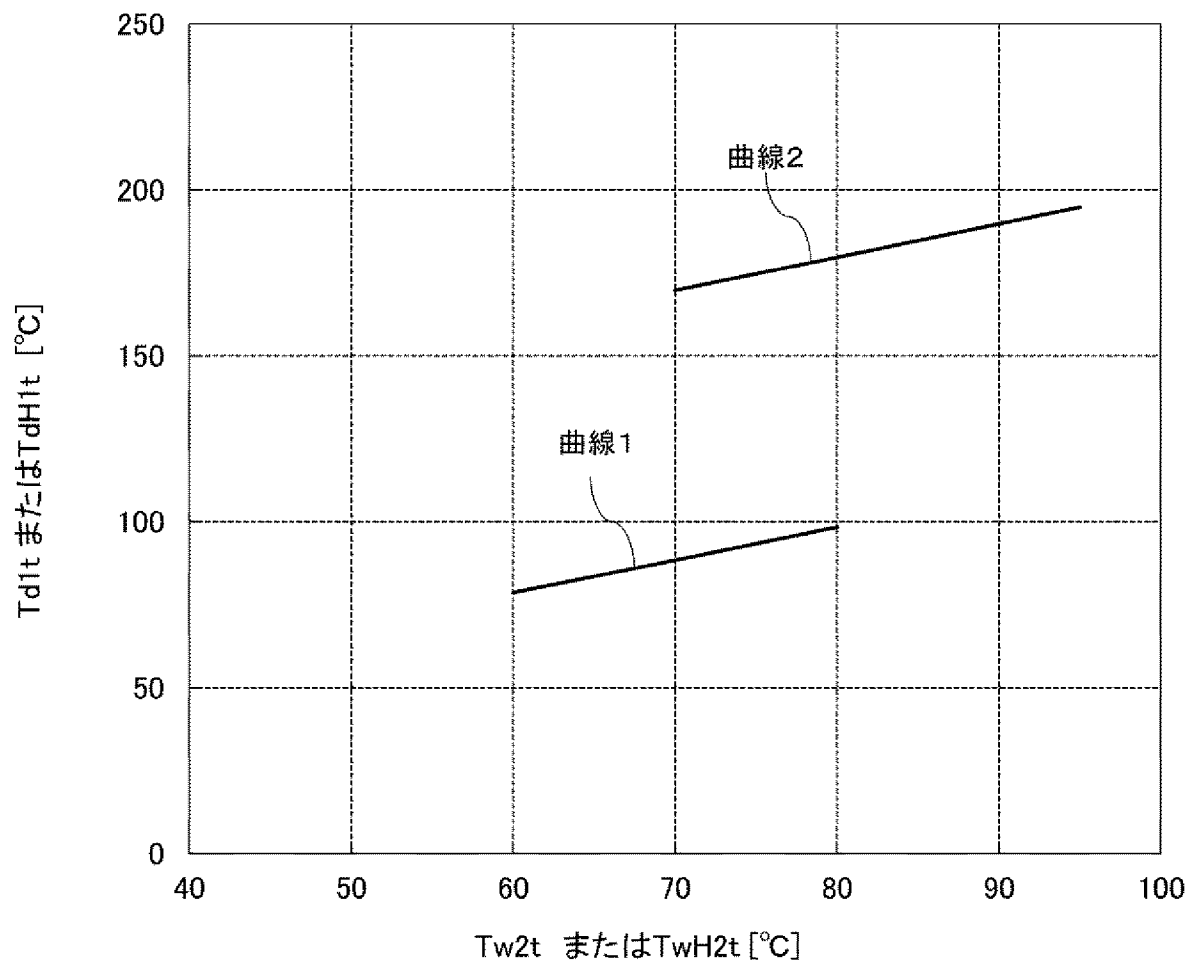
[図2]



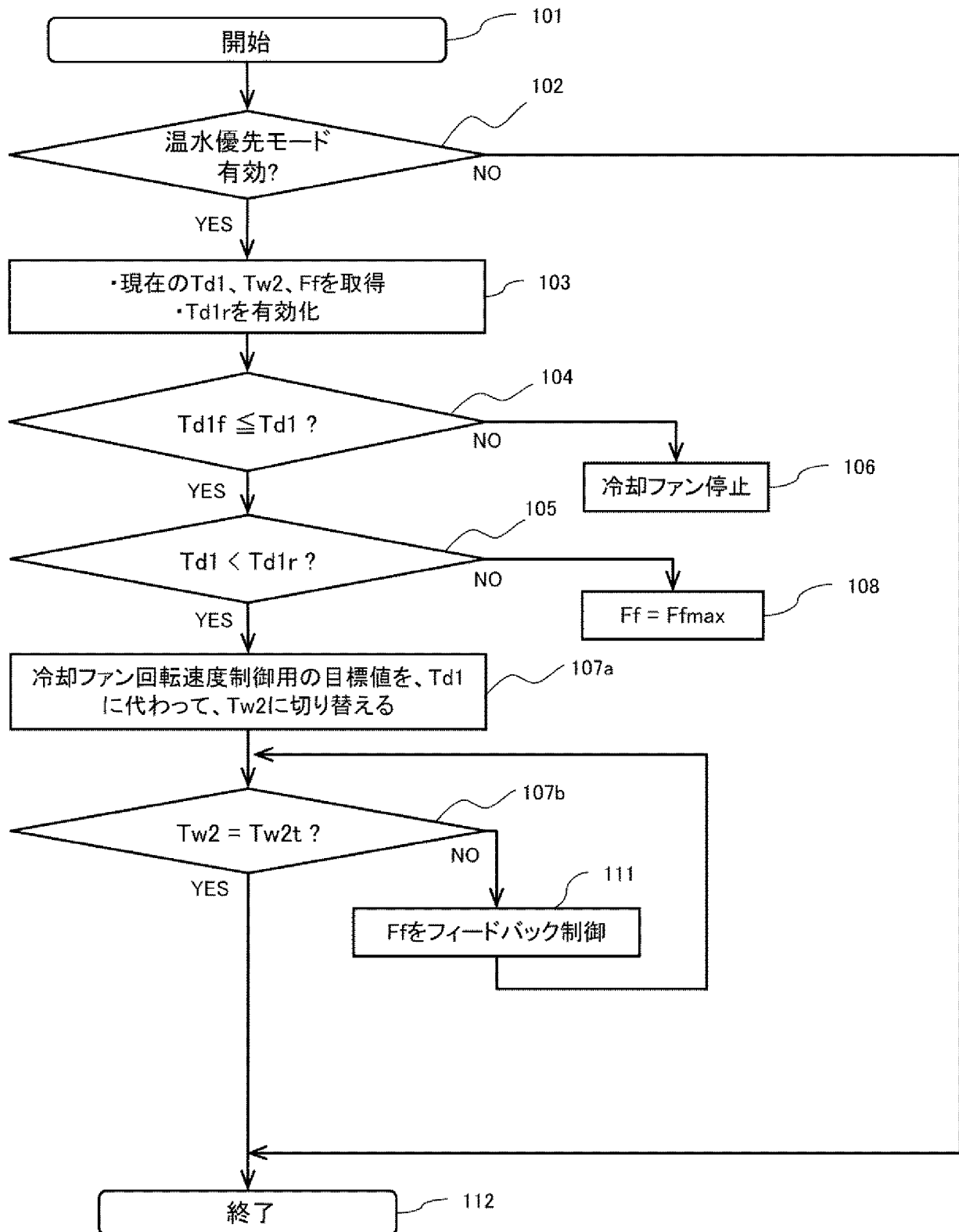
[图3]



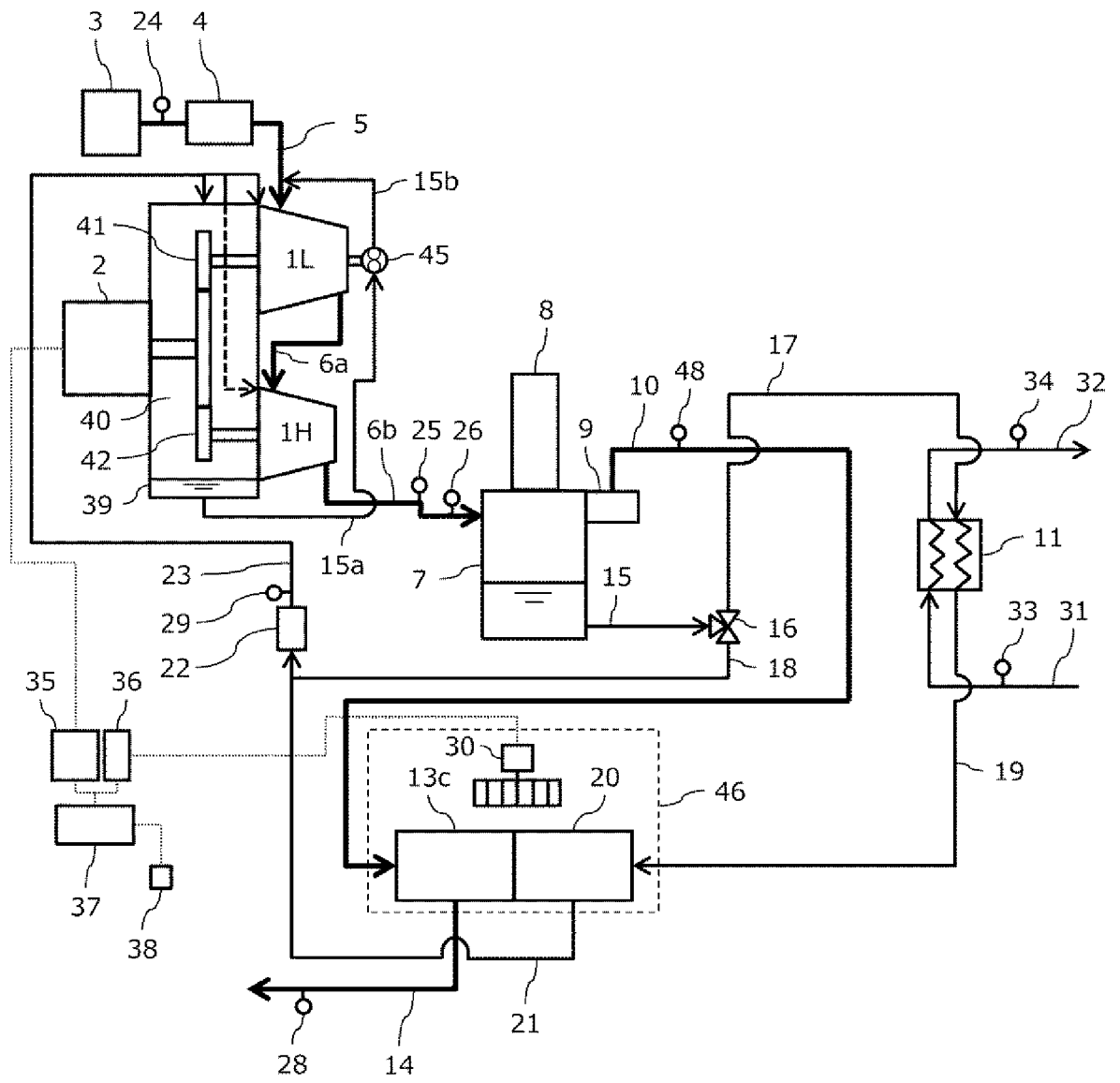
[図4]



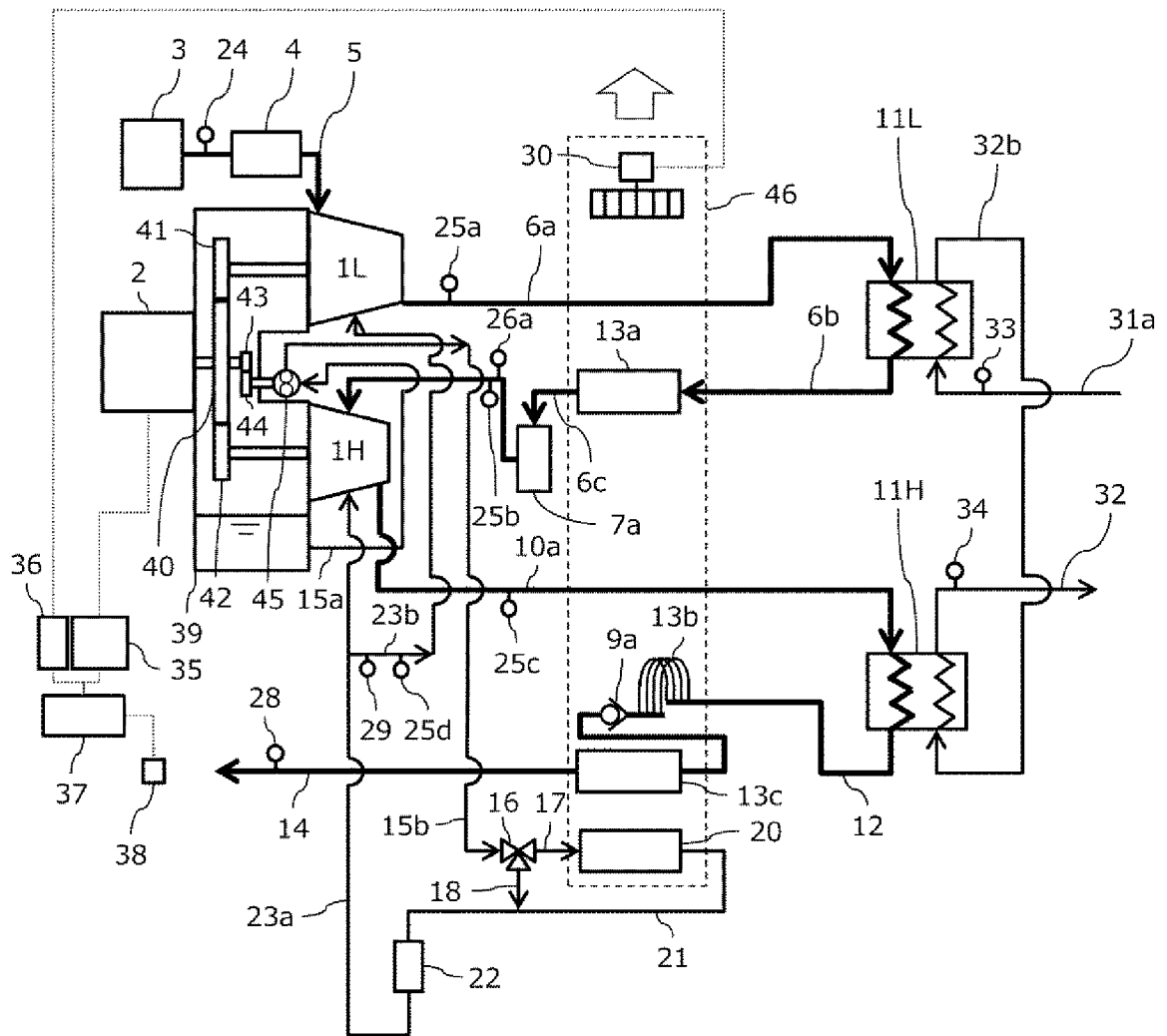
[図5]



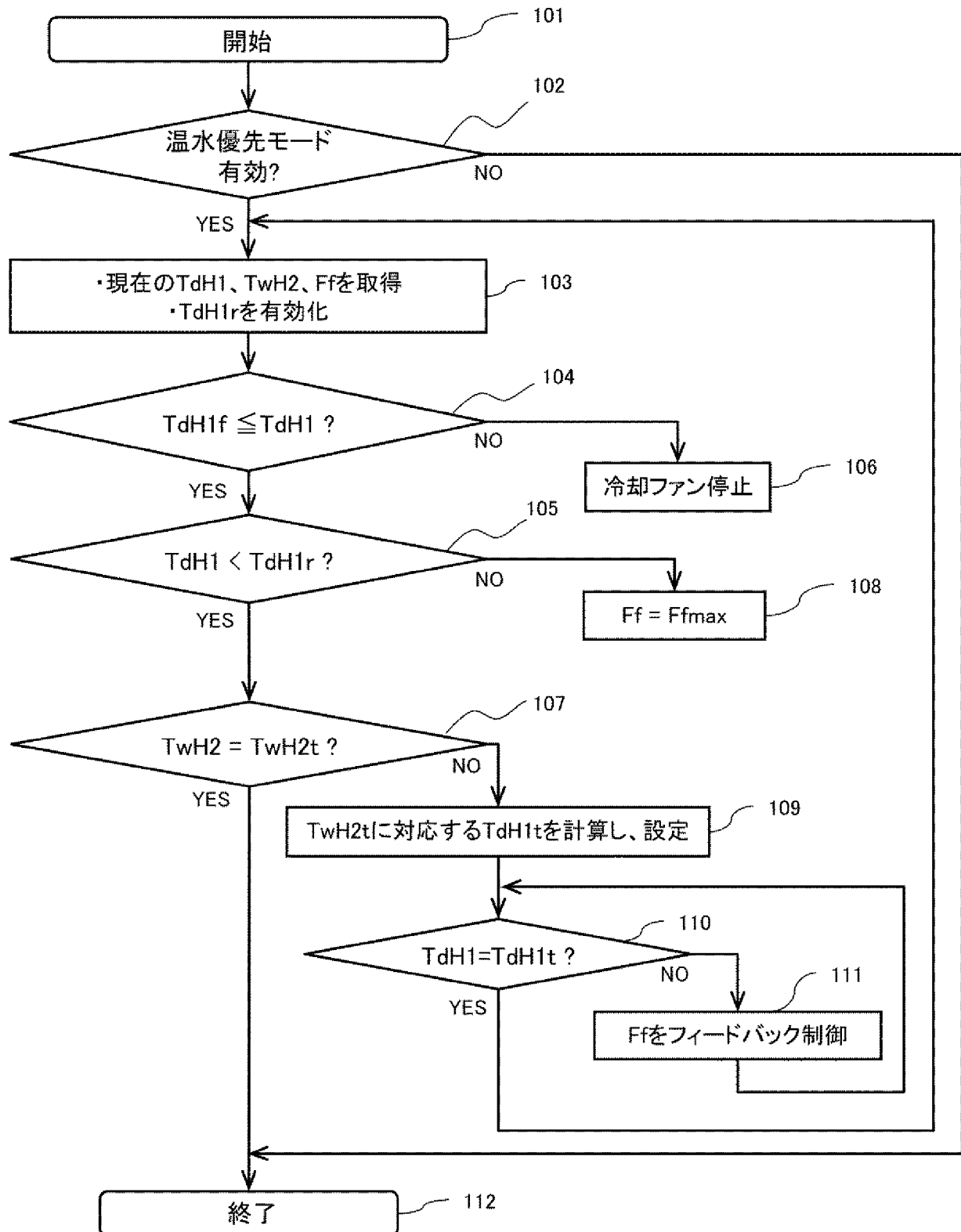
[図8]



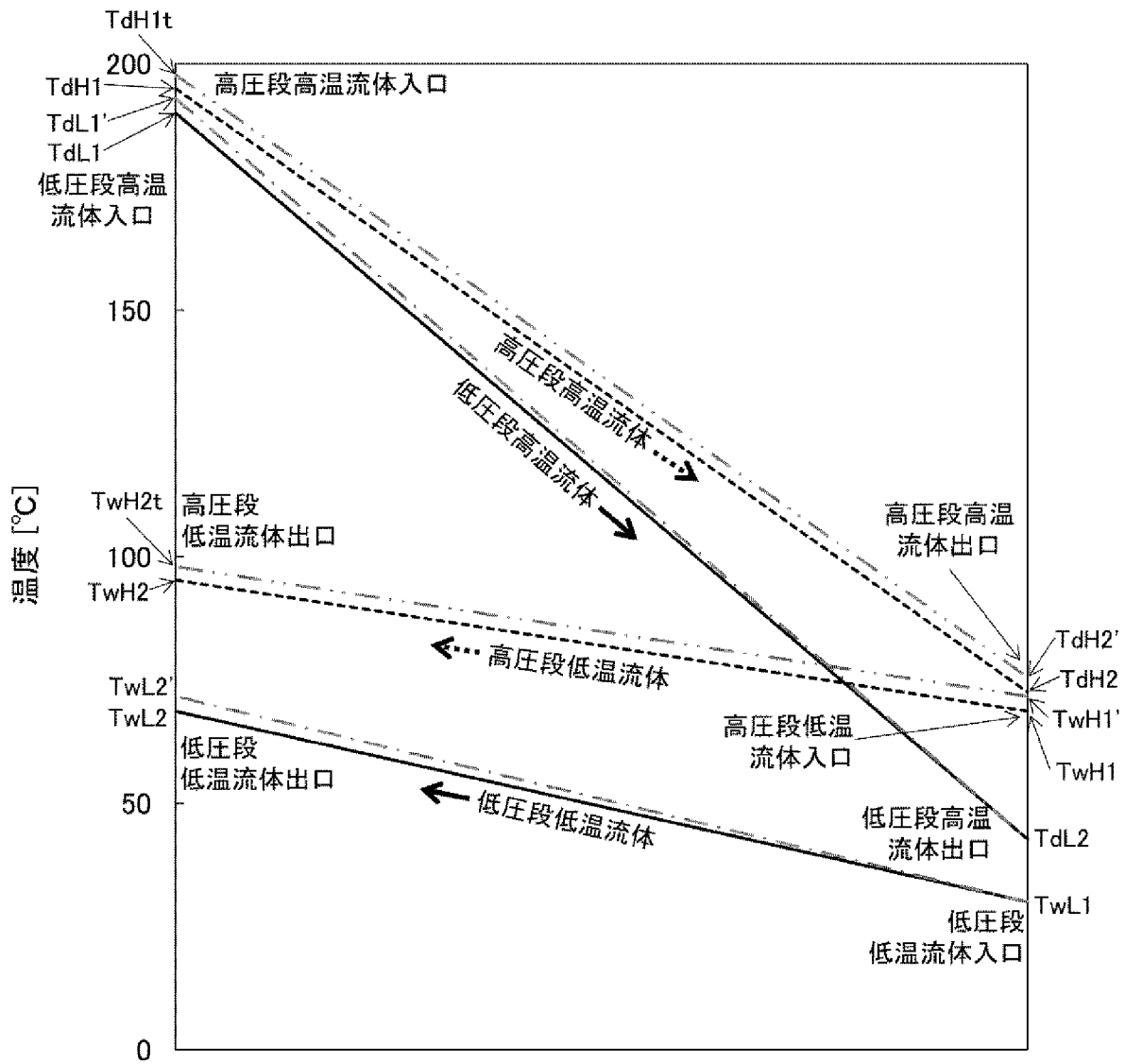
[図9]



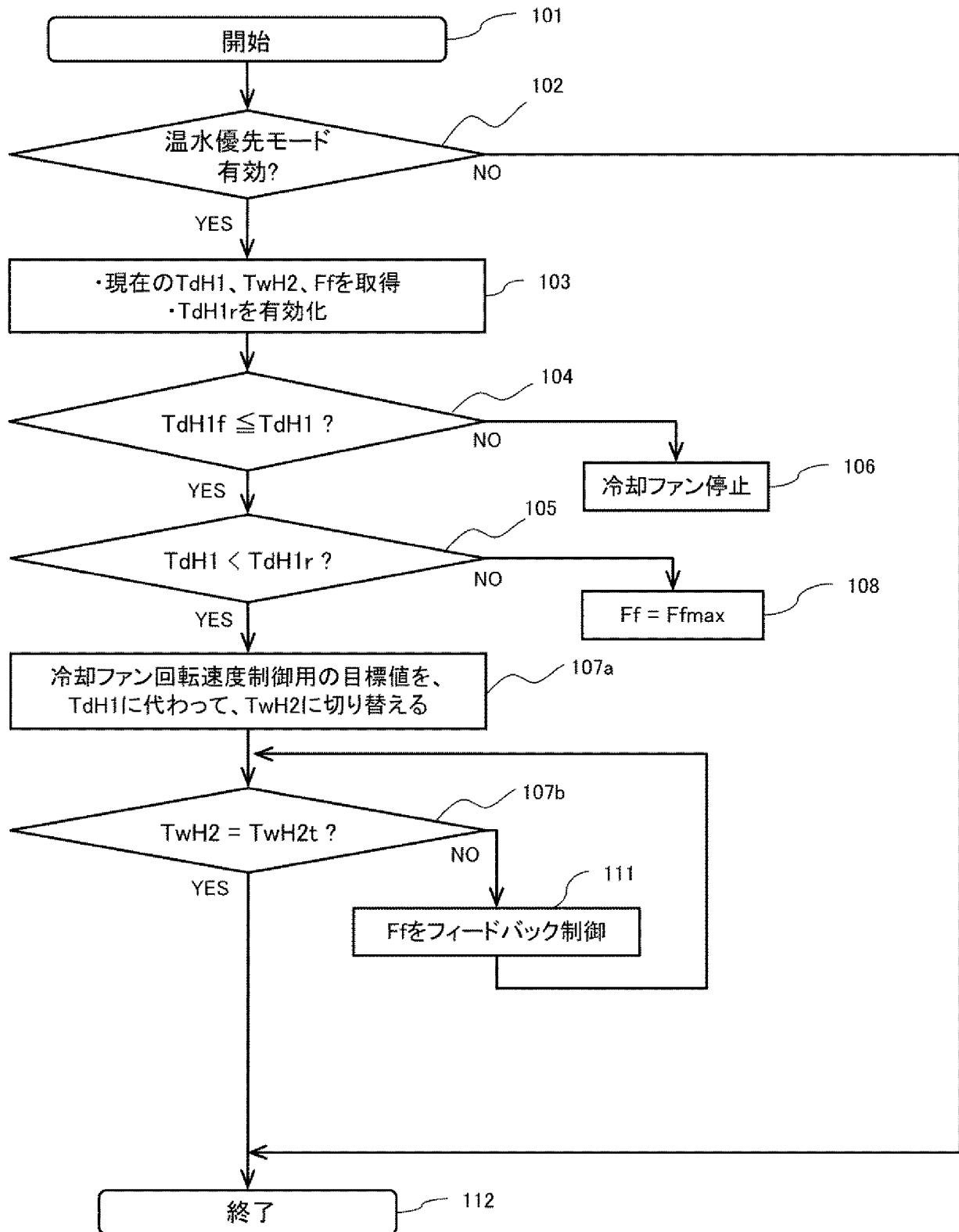
[図10]



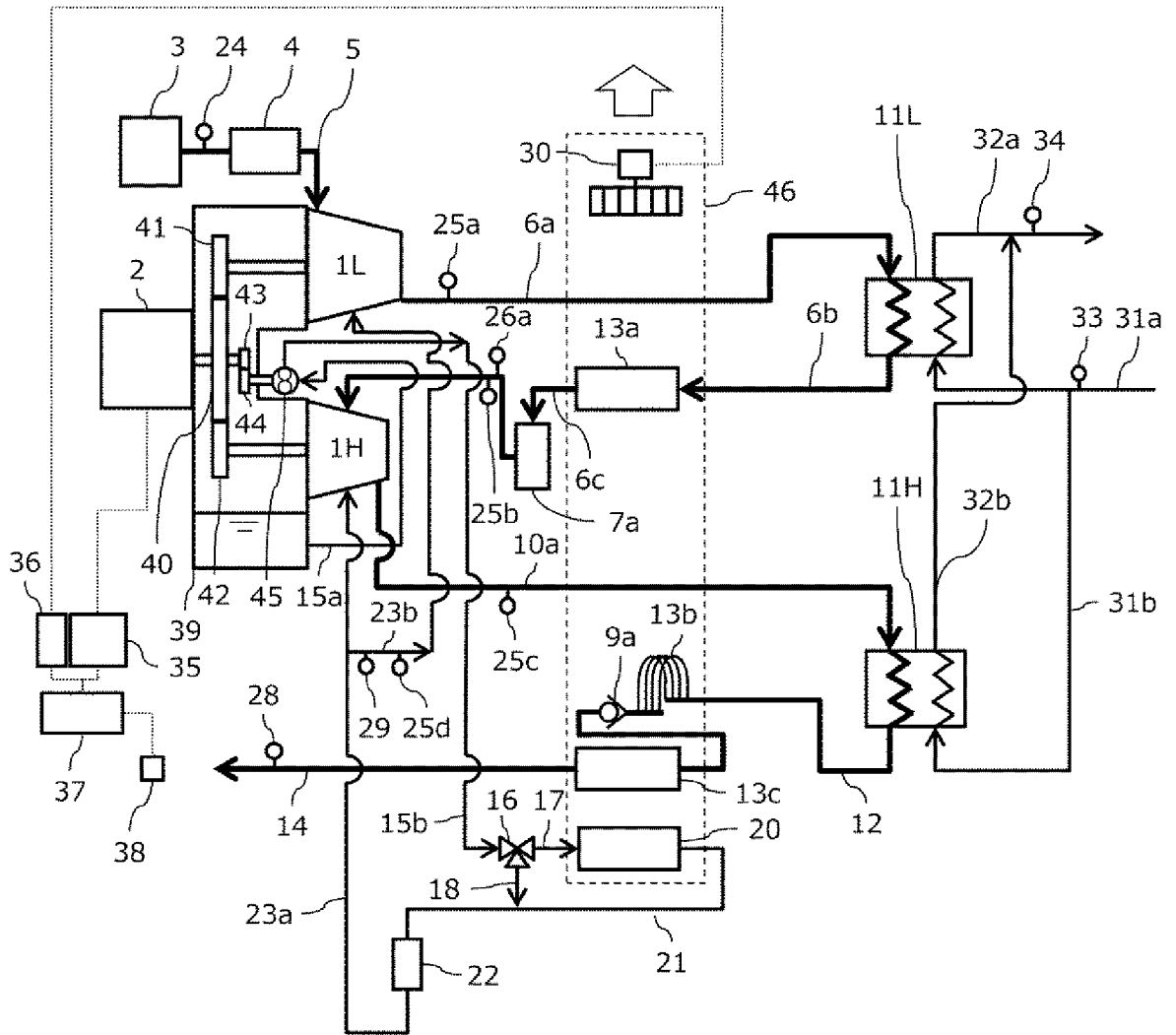
[图11]



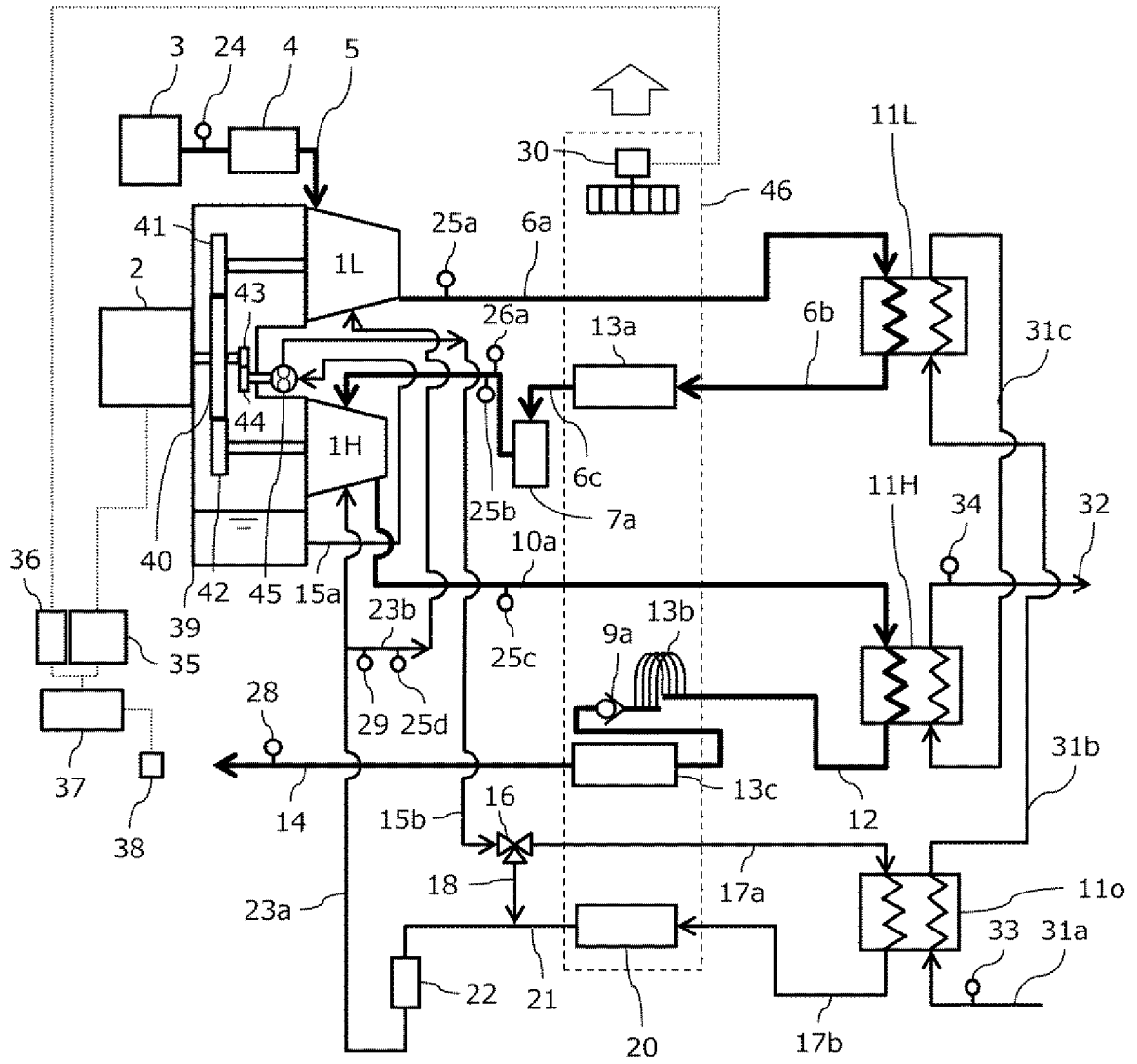
[図12]



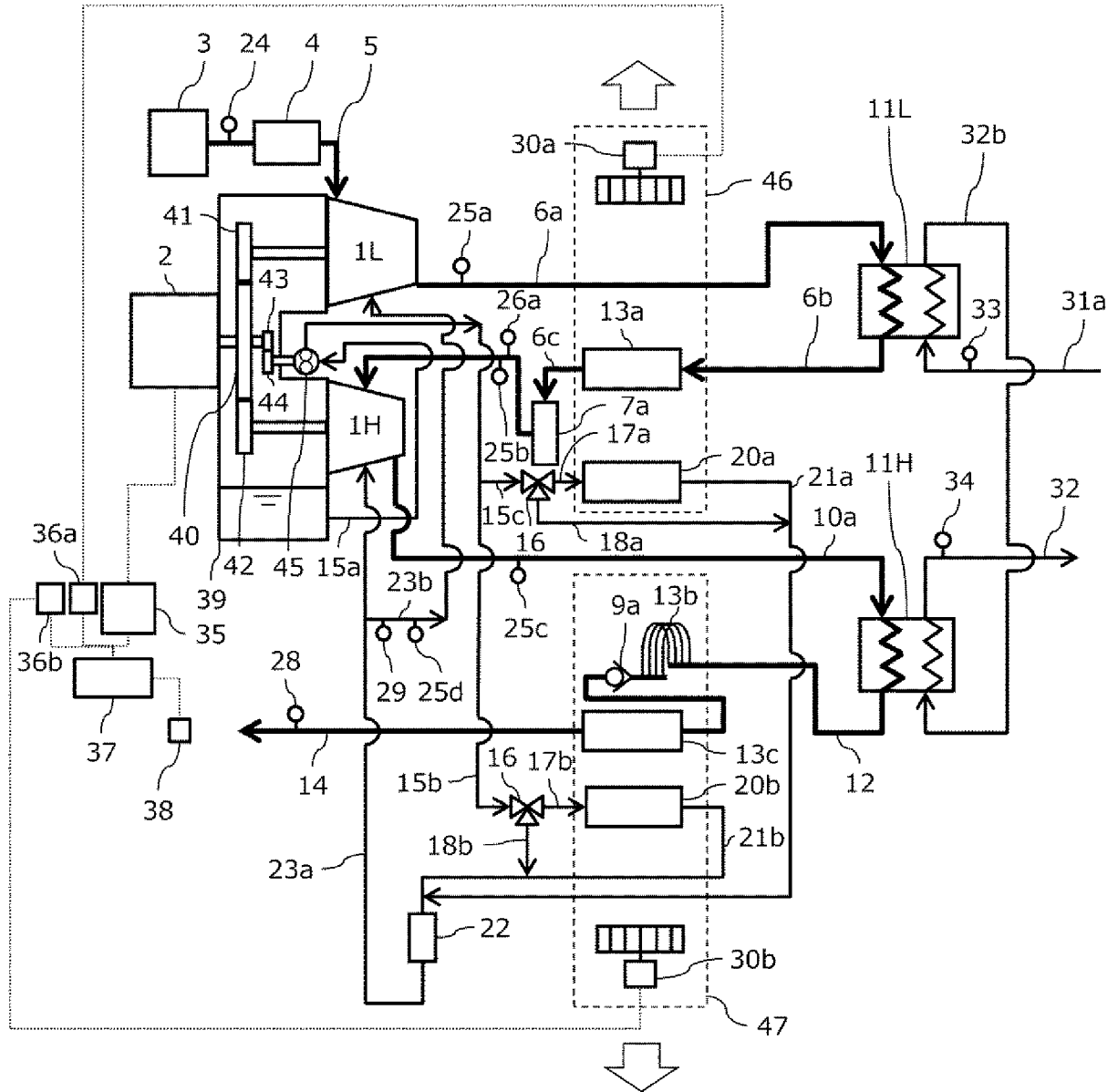
[図13]



[図14]



[図15]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2022/048511

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER		
<i>F04B 39/06</i> (2006.01)i; <i>F04C 29/04</i> (2006.01)i; <i>F24H 1/00</i> (2022.01)i; <i>F24H 15/174</i> (2022.01)i; <i>F24H 15/35</i> (2022.01)i FI: F04B39/06 F; F04C29/04 H; F24H1/00 631A; F24H15/174; F24H15/35		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) F04B39/06; F04C29/04; F24H1/00; F24H15/174; F24H15/35		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Published examined utility model applications of Japan 1922-1996 Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2023 Registered utility model specifications of Japan 1996-2023 Published registered utility model applications of Japan 1994-2023		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2014-145273 A (HITACHI INDUSTRIAL EQUIPMENT SYSTEMS CO LTD) 14 August 2014 (2014-08-14) paragraphs [0015]-[0074], fig. 1-4	1, 4-10
A		2-3
Y	JP 2016-48142 A (MIURA KOGYO KK) 07 April 2016 (2016-04-07) paragraphs [0023]-[0056], fig. 1-2	1, 4-10
A		2-3
A	JP 2012-67743 A (HITACHI INDUSTRIAL EQUIPMENT SYSTEMS CO LTD) 05 April 2012 (2012-04-05) entire text, all drawings	1-10
A	JP 2021-88938 A (MIURA KOGYO KK) 10 June 2021 (2021-06-10) entire text, all drawings	1-10
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 01 March 2023		Date of mailing of the international search report 14 March 2023
Name and mailing address of the ISA/JP Japan Patent Office (ISA/JP) 3-4-3 Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915 Japan		Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2022/048511

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
JP	2014-145273	A	14 August 2014	US 2015/0362212 A1 paragraphs [0022]-[0087], fig. 1-4	
				US 2018/0320927 A1	
				US 2020/0158377 A1	
				US 2022/0170666 A1	
				WO 2014/115616 A1	
				EP 2949939 A1	
				EP 3499037 A1	
				EP 3842636 A1	
				CN 104968942 A	
JP	2016-48142	A	07 April 2016	(Family: none)	
JP	2012-67743	A	05 April 2012	US 2013/0156548 A1 entire text, all drawings	
				US 2016/0356289 A1	
				WO 2012/026317 A1	
				EP 2610495 A1	
				CN 103080555 A	
				RU 2013108170 A	
JP	2021-88938	A	10 June 2021	KR 10-2021-0068978 A	
				CN 112983825 A	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） F04B 39/06(2006.01)i; F04C 29/04(2006.01)i; F24H 1/00(2022.01)i; F24H 15/174(2022.01)i; F24H 15/35(2022.01)i FI: F04B39/06 F; F04C29/04 H; F24H1/00 631A; F24H15/174; F24H15/35		
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC）） F04B39/06; F04C29/04; F24H1/00; F24H15/174; F24H15/35 最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2023年 日本国実用新案登録公報 1996-2023年 日本国登録実用新案公報 1994-2023年 国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2014-145273 A（株式会社日立産機システム）14.08.2014（2014-08-14） 段落[0015]-[0074], [図1]-[図4]	1, 4-10 2-3
Y A	JP 2016-48142 A（三浦工業株式会社）07.04.2016（2016-04-07） 段落[0023]-[0056], [図1]-[図2]	1, 4-10 2-3
A	JP 2012-67743 A（株式会社日立産機システム）05.04.2012（2012-04-05） 全文、全図	1-10
A	JP 2021-88938 A（三浦工業株式会社）10.06.2021（2021-06-10） 全文、全図	1-10
<input type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input checked="" type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。		
* 引用文献のカテゴリー “A” 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの “E” 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの “L” 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す） “O” 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 “P” 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献 “T” 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの “X” 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの “Y” 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの “&” 同一パテントファミリー文献		
国際調査を完了した日 01.03.2023	国際調査報告の発送日 14.03.2023	
名称及びあて先 日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	権限のある職員（特許庁審査官） 中村 大輔 30 3625 電話番号 03-3581-1101 内線 3358	

国際調査報告
 パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2022/048511

引用文献			公表日	パテントファミリー文献	公表日
JP	2014-145273	A	14.08.2014	US 2015/0362212 A1 段落[0022]-[0087], FIGs. 1-4	
				US 2018/0320927 A1	
				US 2020/0158377 A1	
				US 2022/0170666 A1	
				WO 2014/115616 A1	
				EP 2949939 A1	
				EP 3499037 A1	
				EP 3842636 A1	
				CN 104968942 A	
JP	2016-48142	A	07.04.2016	(ファミリーなし)	
JP	2012-67743	A	05.04.2012	US 2013/0156548 A1 全文、全図	
				US 2016/0356289 A1	
				WO 2012/026317 A1	
				EP 2610495 A1	
				CN 103080555 A	
				RU 2013108170 A	
JP	2021-88938	A	10.06.2021	KR 10-2021-0068978 A	
				CN 112983825 A	