(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
2013 年 3 月 14 日(14.03.2013)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2013/035822 A1

(51) 国際特許分類:
F01K 23/02 (2006.01) *F28D 1/02* (2006.01)
F01K 25/10 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2012/072850

(22) 国際出願日: 2012 年 9 月 7 日(07.09.2012)

(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 2011-197606 2011 年 9 月 9 日(09.09.2011) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 国立大学法人佐賀大学 **(Saga University)** [JP/JP]; 〒8408502 佐賀県佐賀市本庄町１番地 Saga (JP).

(72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 池上　康之 **(IKEGAMI Yasuyuki)** [JP/JP]; 〒8408502 佐賀県佐賀市本庄町１番地　国立大学法人佐賀大学内 Saga (JP). 實原　定幸 **(JITSUHARA Sadayuki)** [JP/JP]; 〒1410021 東京都品川区上大崎３丁目１番５号 株式会社ゼネシス内 Tokyo (JP). 渡邉　太郎 **(WATANABE Taro)** [JP/JP]; 〒1410021 東京都品川区上大崎３丁目１番５号　株式会社ゼネシス内 Tokyo (JP). 岡村　盡 **(OKAMURA Shin)** [JP/JP]; 〒1410021 東京都品川区上大崎３丁目１番５号 株式会社ゼネシス内 Tokyo (JP).

(74) 代理人: 平井　安雄 **(HIRAI Yasuo)**; 〒8120011 福岡県福岡市博多区博多駅前２丁目２０－１　大博多ビル９階 Fukuoka (JP).

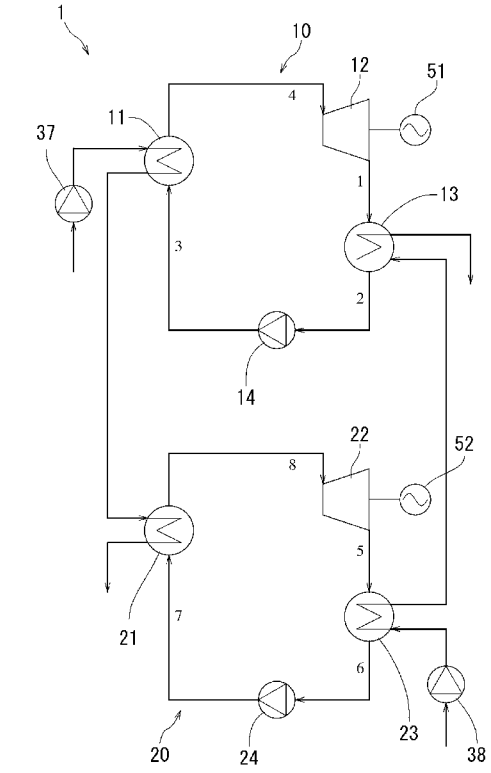
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL,

[続葉有]

(54) **Title**: STEAM POWER CYCLE SYSTEM

(54) 発明の名称 : 蒸気動力サイクルシステム

[図1]



(57) **Abstract**: The present invention is a steam power cycle system which effectively utilizes heat from heat sources using multiple stages of steam power cycles each using a pure substance as a working fluid, and enables efficient heat exchange between fluids serving as heat sources and the working fluid by reducing pressure loss in the flow paths of the fluids serving as the heat sources in respective heat exchangers. More specifically, not only respective flow paths of fluids serving as heat sources in evaporators (11, 21) and condensers (13, 23) of respective steam power cycle units (10, 20) provided in multiple stages are connected in series in a predetermined order between the steam power cycle units (10, 20), but also the respective evaporators and condensers are used as crossflow heat exchangers and arranged in directions in which the fluids serving as the heat sources flow. Consequently, in each of the heat exchangers constituting the evaporators and condensers, the inflow/outflow direction of each fluid and the flow direction thereof in the heat exchanger are all the same as the arrangement direction, thereby making it possible to reduce the lengths of the flow paths of the fluids serving as the heat sources to the minimum necessary, simplify the shapes of the flow paths, suppress pressure loss therein, and achieve improvement in efficiency by a multistage configuration.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2013/035822 A1

SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, 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, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, 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, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

純物質を作動流体とする蒸気動力サイクルを複数段用いて、熱源の熱を有効利用すると共に、各熱交換器における熱源となる流体側の流路の圧力損失を低減して、熱源となる流体と作動流体とを効率よく熱交換させられる蒸気動力サイクルシステムである。すなわち、複数段設けた各蒸気動力サイクル部１０、２０の蒸発器１１、２１と凝縮器１３、２３における熱源となる流体の各流路を、蒸気動力サイクル部１０、２０間で所定の順序で直列に接続するだけでなく、各蒸発器と凝縮器をそれぞれ直交流型熱交換器とし、さらに熱源の流体が流れる向きにそれぞれ並べることから、蒸発器や凝縮器をなす各熱交換器では、各流体の流入出方向と熱交換器内での流れ方向がいずれも並び方向と同じとなり、熱源の流体側の流路の長さを必要最小限とすると共に流路形状を単純化でき、その圧力損失を抑えて、複数段化による効率向上を実現できる。

明　細　書

発明の名称 ： 蒸気動力サイクルシステム

技術分野

[0001] 本発明は、作動流体を加熱、冷却させつつ循環させ、相変化を繰返す作動流体に仕事を行わせて動力を得る蒸気動力サイクルシステムに関し、特に、複数構築した蒸気動力サイクルで、作動流体と熱交換する高温熱源や低温熱源としての各流体を共通に用いる、複数段構成の蒸気動力サイクルシステムに関する。

背景技術

[0002] 作動流体を加熱、冷却させつつ循環させ、相変化を繰返す作動流体に仕事を行わせて動力を得る蒸気動力サイクルとしては、蒸発器、タービン、凝縮器及びポンプを有し、水を作動流体として用いるランキンサイクルが一般的である。

[0003] ただし、発電装置等として蒸気動力サイクルを用いるにあたり、特に海洋温度差発電装置への適用など、高温熱源と低温熱源のいずれの温度も水の沸点より低く、また熱源間の温度差が小さい場合には、作動流体を適切に相変化させて有効に熱を動力に変換できるようにするため、作動流体として一般的な水ではなく、アンモニア等の水より沸点の低い流体を用いたランキンサイクル、あるいは、水や水以外の互いに沸点の異なる複数種類の流体をそれぞれ混合して、水より沸点を低くした混合媒体、を作動流体として用いるカリーナサイクル等の蒸気動力サイクルが従来から提案されている。

[0004] 従来の低沸点作動流体によるランキンサイクルの例として、これを用いた温度差発電装置として特開昭５２－１５６２４６号公報に開示されるものや、三つのサイクルを設けた海洋温度差発電装置として特開平５－３４０３４２号公報に開示されるものがある。また、従来の混合媒体を作動流体とした蒸気動力サイクルの例としては、特開昭５７－２００６０７号公報に記載されるものがある。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開昭５２－１５６２４６号公報

特許文献2：特開平５－３４０３４２号公報

特許文献3：特開昭５７－２００６０７号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 従来の蒸気動力サイクルは前記各特許文献に示されるような構成となっており、このうち、前記特許文献３に例示される、混合媒体による蒸気動力サイクルは、相変化の際に作動流体の温度が変化するという特性により、作動流体の蒸発や凝縮において熱源側の温度変化に沿った温度変化を生じることとなり、純物質の作動流体を用いるランキンサイクルに比べて、熱サイクル効率を高めることができるという利点を有している。

[0007] しかしながら、作動流体として混合媒体を用いることで、混合媒体をなす物質間の熱伝達などの影響を受け、蒸発器や凝縮器などの熱交換器における伝熱性能が低下し、熱交換器の性能が相対的に悪化することとなる。このため、熱交換器の大規模化など処理能力向上を図る必要が生じ、結果として熱交換器のコスト増大を招き、こうした熱交換器のコスト面がシステム全体の経済性を悪化させてしまうことから、商用化が難しいという課題を有していた。

[0008] 一方、前記特許文献１に示される、作動流体に純物質を用いる一般的なランキンサイクルは、熱サイクル効率の点で劣るものの、熱交換器をはじめとして単純な構成にすることができる。こうした方式を用いた場合の熱サイクル効率の向上のためには、前記特許文献２に示されるように、ランキンサイクルを複数段化して、温海水や冷海水などの熱源となる流体を段階的に利用する方法が提案されており、複数段化された各サイクルの状態変化を熱源側の温度変化にそれぞれ対応させ、熱源の有する熱を作動流体で適切に回収し

て損失分をより小さくすることで、効率向上を図れることとなる（図１８参照）。

[0009] ただし、ランキンサイクルを複数段化した場合、各サイクルの蒸発器や凝縮器における、熱源となる流体の流路を、蒸発器同士や凝縮器同士でそれぞれ直列に接続する必要がある。例えば、海洋温度差発電装置を構成するランキンサイクルを複数段化する場合、蒸発器や凝縮器をなす熱交換器に向流型の一般的なプレート式熱交換器を用いると、複数の熱交換器の現実的な配置関係を考慮すれば、各熱交換器における熱源となる流体としての海水の流路は、熱交換器間に管路等を介在させる状態で直列接続されることとなる（図１９参照）。一方、複数段化に伴い、各サイクルにおける蒸発器や凝縮器での熱源となる流体の出入口温度差が小さくなることで、蒸発器や凝縮器における作動流体側の流量に対する熱源となる流体側の流量の比率は、一段（単段）の場合より大きくせざるを得ない。

[0010] こうした理由から、ランキンサイクルが一段の場合と複数段の場合とで同じ蒸発器や凝縮器を用いたと仮定しても、複数段の場合では一段の場合に比べ、蒸発器や凝縮器での、熱源となる流体としての海水の圧力損失が、少なくとも段数分の合計を大きく超える数倍の大きさに増加し、これに伴い、ポンプ用途等のシステムの自己消費電力も段数分の合計を超える大きさになってしまうという課題を有していた。

[0011] 特に、海洋温度差発電システムの場合、許容される自己消費電力は、一般に発電端出力の３０％程度までであることから、複数段のランキンサイクルにおける自己消費電力が極めて大きくなることは、これを用いる発電システムを有効に運用できないことを意味し、複数段化はその実現性の点で問題があった。

[0012] 本発明は前記課題を解消するためになされたもので、純物質を作動流体として用いる蒸気動力サイクルを複数段用いて、熱源の温度差に対応する熱を有効利用すると共に、各熱交換器における熱源となる流体側の流路の圧力損失を低減して、熱源となる流体をスムーズに各熱交換器に導入して作動流体

と効率よく熱交換させられ、蒸気動力サイクルの構築及び運用に係る費用対効果を高められる蒸気動力サイクルシステム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

[0013] 本発明に係る蒸気動力サイクルシステムは、作動流体を液相の状態で所定の高温流体と熱交換させ、前記作動流体を蒸発させる蒸発器と、前記蒸発器で得られた気相の作動流体を導入されて作動流体の保有する熱エネルギを動力に変換する膨張機と、当該膨張機を出た気相の作動流体を所定の低温流体と熱交換させ、凝縮させる凝縮器と、当該凝縮器を出た液相の作動流体を前記蒸発器へ向けて圧送するポンプとを少なくとも有する、蒸気動力サイクル部を複数備え、当該複数の蒸気動力サイクル部が、各々の蒸発器における高温流体の流路同士を直列に相互接続されると共に、各々の凝縮器における低温流体の流路同士を直列に相互接続され、且つ、高温流体と低温流体の流通に係る各蒸気動力サイクル部の順序が高温流体の場合と低温流体の場合とで互いに逆順又は同順となる接続設定とされてなり、前記各蒸気動力サイクル部の蒸発器が、作動流体の流れ方向と高温流体の流れ方向とが直交するクロスフロー型熱交換器とされると共に、高温流体側の流路断面積が作動流体側に比べ大きく、且つ高温流体側の流路長が作動流体側に比べて短い熱交換器形状とされてなり、蒸発器同士を高温流体の流れ方向に並べた配置としてそれぞれ配設され、前記各蒸気動力サイクル部の凝縮器が、作動流体の流れ方向と低温流体の流れ方向とが直交するクロスフロー型熱交換器とされると共に、低温流体側の流路断面積が作動流体側に比べ大きく、且つ低温流体側の流路長が作動流体側に比べて短い熱交換器形状とされてなり、凝縮器同士を低温流体の流れ方向に並べた配置としてそれぞれ配設されるものである。

[0014] このように本発明においては、複数段にわたり設けた各蒸気動力サイクル部の蒸発器と凝縮器における熱源となる高温流体や低温流体の各流路を、蒸気動力サイクル部間で所定の順序で直列に接続するだけでなく、各蒸気動力サイクル部の蒸発器と凝縮器をそれぞれクロスフロー型熱交換器とし、さらに熱源の流体が流れる向きにそれぞれ並べることにより、蒸発器や凝縮器を

なす各熱交換器では、各流体の流入、流出方向と熱交換器内での流れの向きが同じになり、さらに熱交換器同士が適切に配置されることとなり、全ての蒸気動力サイクル部にわたる熱源の流体側の流路の流路長を必要最小限とすると共に流路形状を単純化し、その圧力損失を抑えて、各蒸気動力サイクル部で熱源の流体をスムーズに通過させられ、ポンプ等の、流体の流通に要するエネルギー消費や設備コストを抑えられる。また、複数段とした蒸気動力サイクル部のそれぞれで各熱源の流体と作動流体との間で無理なく熱交換が可能となり、確実に熱サイクル効率を高めて有効に動力を取出せる。

[0015] また、本発明に係る蒸気動力サイクルシステムは必要に応じて、作動流体を液相の状態で所定の高温流体と熱交換させ、前記作動流体を蒸発させる蒸発器と、前記蒸発器で得られた気相の作動流体を導入されて作動流体の保有する熱エネルギを動力に変換する膨張機と、当該膨張機を出た気相の作動流体を所定の低温流体と熱交換させ、凝縮させる凝縮器と、当該凝縮器を出た液相の作動流体を前記蒸発器へ向けて圧送するポンプとを少なくとも有する、蒸気動力サイクル部を複数備え、当該複数の蒸気動力サイクル部が、各々の蒸発器における高温流体の流路同士を直列に相互接続されると共に、各々の凝縮器における低温流体の流路同士を直列に相互接続され、且つ、高温流体と低温流体の流通に係る各蒸気動力サイクル部の順序が高温流体の場合と低温流体の場合とで互いに逆順又は同順となる接続設定とされてなり、一の蒸気動力サイクル部における膨張機出口から凝縮器に向う作動流体を、他の蒸気動力サイクル部におけるポンプ出口から蒸発器に向う作動流体と熱交換させる、予熱用熱交換器が配設されるものである。

[0016] このように本発明においては、一の蒸気動力サイクル部における蒸発器で高温流体と熱交換し、さらに膨張機で仕事を行わせた後の気相の作動流体を、予熱用熱交換器で、他の蒸気動力サイクル部におけるポンプから蒸発器に向う作動流体と熱交換させ、気相の作動流体の保有する熱を、他の蒸気動力サイクル部における、より温度の低い他の作動流体で回収することにより、一の蒸気動力サイクル部では凝縮器における熱交換をより低温側で行えると

共に、他の蒸気動力サイクル部では蒸発器における熱交換をより高温側で行え、特にこの蒸発器では、蒸発器より前の予熱用熱交換器によりあらかじめ作動流体が温度上昇する分、蒸発器における作動流体の顕熱域での熱交換を減らして、蒸発器における作動流体への熱伝達の効率を向上させられるなど、システム全体で熱損失を抑えて熱効率を高められる。

[0017] また、本発明に係る蒸気動力サイクルシステムは必要に応じて、作動流体を液相の状態で所定の高温流体と熱交換させ、前記作動流体を蒸発させる蒸発器と、前記蒸発器で得られた気相の作動流体を導入されて作動流体の保有する熱エネルギを動力に変換する膨張機と、当該膨張機を出た気相の作動流体を所定の低温流体と熱交換させ、凝縮させる凝縮器と、当該凝縮器を出た液相の作動流体を前記蒸発器へ向けて圧送するポンプとを少なくとも有する、蒸気動力サイクル部を複数備え、当該複数の蒸気動力サイクル部が、各々の蒸発器における高温流体の流路同士を直列に相互接続されると共に、各々の凝縮器における低温流体の流路同士を直列に相互接続され、且つ、高温流体と低温流体の流通に係る各蒸気動力サイクル部の順序が高温流体の場合と低温流体の場合とで互いに逆順又は同順となる接続設定とされてなり、前記各蒸気動力サイクル部が、前記蒸発器と膨張機との間の作動流体流路に、前記蒸発器を出た作動流体を気相分と液相分とに分離し、気相の作動流体を膨張機に向わせる一方、液相の作動流体を蒸発器の入口側に向わせる気液分離器を有するものである。

[0018] このように本発明においては、蒸発器を出る作動流体の乾き度を下げて、作動流体の気相分と液相分が混在する状態とした上で、気液分離器で作動流体を気相分と液相分とに分離し、気相の作動流体を膨張機に向わせる一方、液相の作動流体を蒸発器入口側に向わせることにより、蒸発器に高温の液相作動流体が還流されて、蒸発器入口における作動流体全体の温度が上昇することとなり、蒸発器における熱交換をより高温側で行えると共に、作動流体が温度上昇する分、蒸発器における作動流体の顕熱域での熱交換を減らして、蒸発器における作動流体への熱伝達の効率を向上させられるなど、システ

ム全体で熱損失を抑えて熱効率を高められる。さらに、気液分離器で分離された液相の作動流体の、蒸発器への流入状態を調整するようにすれば、蒸発器における作動流体の蒸発状態を変化させることができ、蒸気動力サイクル部に対する負荷や季節変化等による熱源温度の変動に対応して、システムの稼働状態の安定化が図れる。

[0019] また、本発明に係る蒸気動力サイクルシステムは必要に応じて、一の蒸気動力サイクル部における膨張機出口から凝縮器に向う作動流体を、他の蒸気動力サイクル部におけるポンプ出口から蒸発器に向う作動流体と熱交換させる、予熱用熱交換器が配設されるものである。

[0020] このように本発明においては、クロスフロー型熱交換器からなる蒸発器と凝縮器をそれぞれ有する複数の蒸気動力サイクル部のうち、一の蒸気動力サイクル部の膨張機で仕事を行わせた後の気相の作動流体を、他の蒸気動力サイクル部におけるポンプから蒸発器に向う作動流体と熱交換させる予熱用熱交換器を設けて、一の蒸気動力サイクル部における作動流体の保有する熱を、他の蒸気動力サイクル部における他の作動流体で回収することにより、蒸気動力サイクル部間での作動流体同士の熱交換を経て、一の蒸気動力サイクル部では凝縮器における熱交換をより低温側で行え、且つ他の蒸気動力サイクル部では蒸発器における熱交換をより高温側で行えて、システム全体における熱損失を抑えられることとなり、各蒸発器や凝縮器で熱源の流体側の流路の圧力損失を低く抑えられることと合わせて、システムの総合的な効率を確実に高められる。

[0021] また、本発明に係る蒸気動力サイクルシステムは必要に応じて、前記各蒸気動力サイクル部が、前記蒸発器と膨張機との間の作動流体流路に、前記蒸発器を出た作動流体を気相分と液相分とに分離し、気相の作動流体を膨張機に向わせる一方、液相の作動流体を蒸発器の入口側に向わせる気液分離器を有するものである。

[0022] このように本発明においては、各蒸気動力サイクル部の蒸発器を出る作動流体の乾き度を下げて、作動流体の気相分と液相分が混在する状態とした上

で、気液分離器で作動流体を気相分と液相分とに分離し、気相の作動流体を膨張機に向わせる一方、液相の作動流体を蒸発器入口側に向わせることにより、蒸発器に高温の液相作動流体が還流されて、蒸発器入口における作動流体全体の温度を上昇させられることとなり、蒸発器における熱交換をより高温側で行えると共に、作動流体が温度上昇する分、蒸発器における作動流体の顕熱域での熱交換を減らして、蒸発器における作動流体への熱伝達の効率を向上させられるなど、システム全体で熱損失を抑えて熱効率を高められる。さらに、気液分離器で分離された液相の作動流体の、蒸発器への流入状態を調整するようにすれば、蒸発器における作動流体の蒸発状態を変化させることができ、蒸気動力サイクル部に対する負荷や季節変化等による熱源温度の変動に対応して、システムの稼働状態の安定化が図れる。

[0023] また、本発明に係る蒸気動力サイクルシステムは必要に応じて、所定の蒸気動力サイクル部における気液分離器から蒸発器の入口側に向う液相作動流体を、前記所定の蒸気動力サイクル部とは別の蒸気動力サイクル部におけるポンプ出口から蒸発器に向う作動流体と熱交換させる、再生熱交換器が配設されるものである。

[0024] このように本発明においては、所定の蒸気動力サイクル部における気液分離器で気相分と分離された高温液相作動流体を、再生熱交換器で、別の蒸気動力サイクル部におけるポンプから蒸発器に向う作動流体と熱交換させ、高温液相作動流体の保有する熱を、別の蒸気動力サイクル部における、より温度の低い別の作動流体で回収することにより、システム全体における熱損失を抑えられることに加え、特に前記別の蒸気動力サイクル部では、蒸発器より前の再生熱交換器であらかじめ作動流体が温度上昇する分、蒸発器における作動流体の顕熱域での熱交換を減らして、蒸発器における作動流体への熱伝達の効率を向上させられることとなり、システム全体として熱効率を高められる。

[0025] また、本発明に係る蒸気動力サイクルシステムは必要に応じて、前記各蒸気動力サイクル部の蒸発器及び凝縮器が、複数並列状態とされた略矩形状金

属薄板製の各熱交換用プレートを、所定の略平行をなす二端辺部位で隣合う一の熱交換用プレートと水密状態として溶接される一方、隣合う他の熱交換用プレートと前記二端辺と略直交する他の略平行な二端辺部位で水密状態として溶接されて全て一体化され、各熱交換用プレート間に作動流体の通る第一流路と高温流体又は低温流体の通る第二流路とをそれぞれ一つおきに生じさせる熱交換器本体をそれぞれ有してなるものである。

[0026] このように本発明においては、複数並列状態とされた熱交換用プレートを溶接一体化して、各熱交換用プレート間に作動流体の通る第一流路と、熱源となる高温流体又は低温流体の通る第二流路とをそれぞれ一つおきに生じさせた、プレート式熱交換器である熱交換器本体を、蒸気動力サイクル部の蒸発器及び凝縮器の要部として用いることにより、各第一流路を通る作動流体と各第二流路を通る熱源の流体とが直交流をなす状態を得つつ、熱交換器本体の四方に各流体の流入出する開口部を最大限確保でき、蒸発器又は凝縮器を並べた状態における熱源の流体側の流路を、その流路断面積の変化の少ない簡略な流路形状として圧力損失を大幅に抑えることができる。また、作動流体と高温流体又は低温流体とが各熱交換用プレートを介して効率よく熱交換を行うことができ、熱交換能力を十分確保しつつ熱交換器のコンパクト化が図れると共に、作動流体を流入出させる配管構成も簡略化でき、熱交換器周囲のスペースを有効に使用できる。

図面の簡単な説明

[0027] [図1]本発明の第１の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムの概略系統図である。

[図2]本発明の第１の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおける蒸発器の概略構成図である。

[図3]本発明の第１の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおける凝縮器の概略構成図である。

[図4]本発明の第１の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおける蒸発器又は凝縮器をなす熱交換器本体の要部概略斜視図である。

[図5]本発明の第１の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムでの複数熱交換器における海水の流路の概略説明図である。

[図6]本発明の第１の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおける他の蒸発器の概略構成図である。

[図7]本発明の第１の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおける他の凝縮器の概略構成図である。

[図8]本発明の第１の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおける別の蒸発器の概略構成図である。

[図9]本発明の第２の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムの概略系統図である。

[図10]本発明の第２の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおける蒸発器の顕熱域での熱交換量低減状態説明図である。

[図11]本発明の第２の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおける他の概略系統図である。

[図12]本発明の第３の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムの概略系統図である。

[図13]本発明の第３の実施形態に係る他の蒸気動力サイクルシステムの概略系統図である。

[図14]本発明の第４の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムの概略系統図である。

[図15]本発明の第４の実施形態に係る他の蒸気動力サイクルシステムの概略系統図である。

[図16]本発明の第４の実施形態に係る別の蒸気動力サイクルシステムの概略系統図である。

[図17]本発明の実施例の蒸気動力サイクルシステムに対する比較例となる単段システムの概略系統図である。

[図18]従来のランキンサイクルの複数段化による熱サイクル効率向上状態説明図である。

[図19]従来の複数段化蒸気動力サイクルでの複数熱交換器における海水の流路の概略説明図である。

発明を実施するための形態

[0028] （本発明の第１の実施形態）

以下、本発明の第１の実施形態を図１ないし図５に基づいて説明する。本実施形態では、海洋温度差発電装置に適用した例について説明する。

前記各図において本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステム１は、ランキンサイクルをなす複数の蒸気動力サイクル部１０、２０を備え、各蒸気動力サイクル部１０、２０における、高温熱源となる高温流体の流路同士を直列に相互接続されると共に、低温熱源となる低温流体の流路同士を直列に相互接続され、且つ、これら高温流体と低温流体の流通に係る各蒸気動力サイクル部１０、２０の順序が、高温流体の場合と低温流体の場合とで互いに逆順となる接続設定とされてなる複数段構成であり、各蒸気動力サイクル部１０、２０ごとに作動流体の得た熱エネルギを動力に変換するものである。

[0029] 前記蒸気動力サイクル部１０、２０は、アンモニアからなる作動流体と前記高温流体としての温海水とを熱交換させ、作動流体蒸気、すなわち気相の作動流体を得る蒸発器１１、２１と、気相の作動流体を導入されて動作し、作動流体の保有する熱エネルギーを動力に変換する前記膨張機としてのタービン１２、２２と、このタービン１２、２２を出た気相の作動流体を前記低温流体としての冷たい深層海水等と熱交換させることで凝縮させて液相とする凝縮器１３、２３と、凝縮器１３、２３から取出された作動流体を蒸発器１１、２１に送込むポンプ１４、２４とを備える構成である。このうち、タービン１２、２２及びポンプ１４、２４については、一般的な蒸気動力サイクルで用いられるのと同様の公知の装置であり、説明を省略する。

[0030] これら各蒸気動力サイクル部１０、２０は、高温熱源となる高温流体及び低温熱源となる低温流体をそれぞれ共通に所定の順序で利用するように組合わされる。すなわち、高温流体については、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１を経てから第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器２１へ向う

順となるように、蒸発器１１、２１における高温流体の流路同士が接続される。また、低温流体については、第二の蒸気動力サイクル部２０の凝縮器２３を経てから第一の蒸気動力サイクル部１０の凝縮器１３へ向う順となるように、凝縮器１３、２３における低温流体の流路同士が接続される。

[0031] ただし、各蒸気動力サイクル部１０、２０における作動流体の流路同士は、互いに独立したものとなっており、各蒸気動力サイクル部１０、２０ごとに各々の作動流体の得た熱エネルギを動力に変換することとなる。そして、これら蒸気動力サイクル部１０、２０を組合わせた複数段構成の蒸気動力サイクルシステム１と、タービン１２、２２により駆動される発電機５１、５２とで、温度差発電装置が構成される。前記発電機５１、５２は、公知のタービンを駆動源とする発電に用いられるのと同様のものであり、詳細な説明を省略する。

[0032] 前記蒸発器１１、２１、及び凝縮器１３、２３は、いずれも共通して、複数並列状態の熱交換用プレート３０ａを溶接一体化した熱交換器本体３０と、この熱交換器本体３０に作動流体を流入出させる管路３１ａ、３１ｂとを備える構成である。

[0033] また、前記熱交換器本体３０の周囲には、熱交換器本体３０の一部と接合しつつ起立状態とされ、熱交換器本体３０の周囲空間を二つの領域３４、３５に分ける隔壁３２、及び、この隔壁３２で分けられた二つの領域３４、３５と外部の空間とを区画する区画壁３６がそれぞれ配設される。

[0034] 前記熱交換器本体３０は、複数並列状態とされた略矩形状金属薄板製の各熱交換用プレート３０ａを、所定の略平行をなす二端辺部位で隣合う一の熱交換用プレートと水密状態として溶接される一方、隣合う他の熱交換用プレートと前記二端辺と略直交する他の略平行な二端辺部位で水密状態として溶接されて、全て一体化されて形成される構成である（図４参照）。

[0035] この熱交換器本体３０は、各熱交換用プレート３０ａ間に作動流体の通る第一流路３０ｂと高温流体又は低温流体としての海水の通る第二流路３０ｃとをそれぞれ一つおきに生じさせており、前記各第一流路３０ｂを通る作動

流体と前記各第二流路３０ｃを通る海水とが直交流をなす、いわゆるクロスフロー型熱交換器の構造を採ることとなる。具体的には、蒸発器１１、２１の場合、熱交換器本体３０では、第一流路３０ｂに作動流体が、第二流路３０ｃに高温流体としての温海水がそれぞれ流通し、各第一流路３０ｂを通る作動流体と各第二流路３０ｃを通る温海水とが直交流をなす。一方、凝縮器１３、２３の場合、熱交換器本体３０では、第一流路３０ｂに作動流体が、第二流路３０ｃに低温流体としての冷海水がそれぞれ流通し、各第一流路３０ｂを通る作動流体と各第二流路１０ｃを通る冷海水とが直交流をなす。

[0036] また、熱交換器本体３０における高温流体又は低温流体側の第二流路３０ｃの流路断面積は、作動流体側の第一流路３０ｂに比べ大きく、且つ、高温流体又は低温流体側の第二流路３０ｃの流路長が作動流体側の第一流路３０ｂに比べて短い形状とされる。さらに、熱交換器本体３０は、第二流路３０ｃの一方の開口部分周囲にフランジ３０ｄを形成されてなり、このフランジ３０ｄによって、隔壁３２に水密状態として取付けられる構成である。

[0037] 前記隔壁３２は、海水を表裏で隔離可能な平板状の壁体として形成され、高温流体又は低温流体としての海水が上端を越えることのない十分な高さとなる起立配置状態で配設される構成である。熱交換器本体３０の周囲空間のうち、隔壁３２で区画された一方を領域３４、他方を領域３５とする。隔壁３２は、熱交換器本体３０の配設位置に対応させて貫通孔３２ａを穿設され、この貫通孔３２ａ周囲部分を、熱交換器本体３０におけるフランジ３０ｄと水密状態で接合させて、各熱交換器本体３０と一体化される。

[0038] 蒸発器１１、２１の場合、隔壁３２における一方の領域３４側の面の貫通孔３２ａ周囲部分に、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１をなす熱交換器本体３０が取付けられ、また、隔壁３２における他方の領域３５側の面の貫通孔３２ａ周囲部分には、第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器２１をなす熱交換器本体３０が取付けられることとなる。

[0039] 凝縮器１３、２３の場合、隔壁３２における一方の領域３４側の面の貫通孔３２ａ周囲部分に、第二の蒸気動力サイクル部２０の凝縮器２３をなす熱

交換器本体３０が取付けられ、また、隔壁３２における他方の領域３５側の面の貫通孔３２ａ周囲部分には、第一の蒸気動力サイクル部１０の凝縮器１３をなす熱交換器本体３０が取付けられることとなる。

[0040] こうして、この隔壁３２における貫通孔３２ａ周囲部分の両面に熱交換器本体３０が二つ取付けられ、互いに別の蒸発器あるいは凝縮器を構成するこれら二つの熱交換器本体３０が、第二流路３０ｃの開口部分同士を向い合わせにした状態で固定される。蒸発器及び凝縮器をなす熱交換器本体３０は、クロスフロー型の構造を採ることから、高温流体又は低温流体の、第二流路３０ｃの開口部分に対し流入出する向きと、第二流路３０ｃを流れる向きとは一致しており、二つの熱交換器本体３０にわたって流通する高温流体又は低温流体の流れは直線状となる（図５参照）。

[0041] すなわち、別の蒸発器あるいは凝縮器をなす二つの熱交換器本体３０の隔壁３２への取付により、二つの蒸発器１１、２１の高温流体の流路同士を直列に接続し、且つ各蒸発器１１、２１を高温流体の流れる方向へ並べた状態、並びに、二つの凝縮器１３、２３の低温流体の流路同士を直列に接続し、且つ各凝縮器１３、２３を低温流体の流れる方向へ並べた状態が、それぞれ得られる仕組みである。

[0042] このように、蒸発器１１、２１同士を高温流体の流れ方向にそのまま並べた配置として直列に接続した状態や、凝縮器１３、２３同士を低温流体の流れ方向にそのまま並べた配置として直列に接続した状態では、高温流体又は低温流体は最短距離を通る単純な直線状の流れとなり、また、第二流路３０ｃの流路断面積は、作動流体側の第一流路３０ｂに比べ大きく、且つ、第二流路３０ｃの流路長は第一流路３０ｂに比べて短い形状とされていることもあり、複数の蒸発器１１、２１に対し高温流体が出入りし、且つこれらを通過する際や、複数の凝縮器１３、２３に対し低温流体が出入りし、且つこれらを通過する際の圧力損失を極めて低く抑えることができる。従って、高温流体や低温流体が複数の蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３をそれぞれ通る場合でも、圧力損失の増大を回避して、蒸気動力サイクル部の複数段化に

よる効果を確実に享受できることとなる。

[0043] 前記区画壁３６は、熱交換器本体３０、及び隔壁３２を側方及び下方から取囲むように配設される壁体として形成される構成である。区画壁３６は、前記二つの領域３４、３５を適度な大きさに設定しつつ、これらを外部に対し隔離する。区画壁３６の各領域３４、３５と面する箇所にはそれぞれ開口部（図示を省略）が設けられ、この開口部位置で、これらに接続された海水流通用の管路を通じて、又は隣接する外部の海中から直接、海水が領域３４、３５に対し流入出する仕組みである。区画壁３６の開口部外側には、海水を加圧するポンプ３７、３８が配設され、加圧した海水を一方の領域３４に流入させることで、前記二つの領域３４、３５における各海水間にヘッド差を生じさせることとなる。

[0044] 蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３を使用する状況では、前記二つの領域３４、３５及び各熱交換器本体３０の第二流路３０ｃには、区画壁３６の開口部を通じた外部からの海水の流入に伴って海水が存在する。このうち、隔壁３２を挟む前記他方の領域３５は、海水を自然流入させているが、前記一方の領域３４では、海水の自然流入だけでなく、ポンプ３７、３８による加圧も伴うため、この領域３４での海水の水位は、領域３５における水位より高い水位とされる。

[0045] 各領域３４、３５においては、海水の水面位置より下側に熱交換器本体３０の全体や管路３１ａ、３１ｂが位置する、すなわち、これらが全て海水中に水没する状態としてもよく、この場合、管路も海水中にあることで、熱交換器本体３０を出た作動流体の温度維持が容易となり、管路での作動流体の不要な凝縮又は蒸発の防止が図れ、熱交換効率を高めることができ好ましい。

[0046] こうして、隔壁３２を挟んで、一方の領域３４にある海水と、他方の領域３５にある海水との間に、ヘッド差としての水位差を与えていることで、一方の領域３４から、熱交換器本体３０の第二流路３０ｃを通り、隔壁３２の貫通孔３２ａを経て、他の熱交換器本体３０の第二流路３０ｃに達し、さら

に他方の領域３５へ向う海水の流れが生じる仕組みである。

[0047] そして、各熱交換器本体３０の第二流路３０ｃを通る海水の流れが生じるのに伴い、熱交換器本体３０では第一流路３０ｂの作動流体と第二流路３０ｃの海水との間で継続して熱交換を行わせることができる。なお、熱交換器本体３０を出て領域３５に達した海水は、区画壁３６の前記他方の領域３５に面する部分の開口部から区画壁３６の外に流出する。

[0048] このように、熱源となる高温流体や低温流体としての海水の存在し得る複数の領域を設定する隔壁３２を設けると共に、熱交換器本体３０をこの隔壁３２に沿って配設し、蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３の使用時に、熱交換器本体３０の第二流路３０ｃ部分や隔壁３２の要部を、海水中に水没するようにし、また、二つの領域３４、３５の外部（海中）との連通を維持しつつ、ポンプ３７、３８による適度な加圧で海水を領域３４に流入させることで、熱交換器本体３０の第二流路３０ｃに海水がスムーズに流通することとなり、海水の流通に係る圧力損失を抑えられることに加え、大量の海水を流入出させるために、熱交換器本体３０において第二流路３０ｃに連通する管路等の複雑な構造を採用せずに済み、管路配設に係るコストを抑えられる。

[0049] そして、隔壁３２により熱交換器本体３０に対し第二流路３０ｃに通じる二つの領域３４、３５を設定していることで、簡易に海水を第二流路３０ｃに導入し且つ第二流路３０ｃから取り出すことができると共に、複数の熱交換器をよりコンパクトに配置構成でき、必要最小限のスペースで効率よく熱交換を行わせることができる。

[0050] また、熱交換器本体３０の近傍には貫通孔３２ａのある隔壁３２のみ設けられ、熱交換器本体３０周囲を覆うような耐圧容器等が存在しないことで、熱交換器本体３０への作業者のアクセスが極めて容易であり、熱交換器本体３０に対する目視点検や洗浄等のメンテナンス作業を確実に行え、熱交換用流体として海水を使用した結果生じる生物汚れにも、洗浄等で適切に対応できる。

[0051] 次に、本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムの動作状態について説明する。前提として、海の表層から高温流体としての温海水を、また、海の所定深さ位置から低温流体としての冷海水を、それぞれ所定の流量を確保しつつ取水して、各蒸気動力サイクル部１０、２０の蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３にそれぞれ導入し、また、蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３では、その周囲の二つの領域３４、３５にそれぞれ存在する海水に、ヘッド差としての水位差を与えることで、一方の領域３４から、各熱交換器本体３０の第二流路３０ｃを経て、他方の領域３５へと向う海水の流れが生じ、熱交換器本体３０において作動流体と海水との熱交換を同じ条件で継続できる状態にあるものとする。

[0052] 第一の蒸気動力サイクル部１０においては、蒸発器１１が、高温流体としてポンプ３７で加圧され、領域３４を経て導入される温海水と、下側の作動流体の管路３１ａから導入される全て液相の作動流体とを、熱交換器本体３０で熱交換させる。ここで加熱された作動流体のうち、昇温に伴い蒸発して気相となった作動流体は、上部の作動流体の管路３１ｂを経てこの蒸発器１１外へ出て、タービン１２に向う。

[0053] 蒸発器１１を出た高温気相の作動流体は、タービン１２に達してこれを作動させ、このタービン１２により発電機５１が駆動され、熱エネルギーが使用可能な動力、さらに電力に変換される。こうしてタービン１２で膨張して仕事を行った気相作動流体は、圧力及び温度を低減させた状態となる。そして、タービン１２を出た気相の作動流体は、凝縮器１３に導入される。

[0054] 凝縮器１３では、第二の蒸気動力サイクル部２０側の凝縮器２３をなす、隣接した領域３４側の熱交換器本体３０を先に通過した後で、この凝縮器１３をなす領域３５側の熱交換器本体３０に導入された冷海水と、上側の作動流体の管路３１ｂから熱交換器本体３０に導入された気相の作動流体とが、熱交換用プレート３０ａを介して熱交換し、冷却された気相の作動流体は凝縮して液相に変化することとなる。

[0055] 凝縮器１３で凝縮して得られた液相の作動流体は、熱交換器本体３０から

作動流体の管路３１ａを経て凝縮器１３外に排出される。凝縮器１３を出た液相の作動流体は、作動流体としては蒸気動力サイクル部１０内で最も低い温度及び圧力となっている。この液相の作動流体は、ポンプ１４を経由して加圧された上で、蒸発器１１へ向け進むこととなる。

この後、作動流体は蒸発器１１内に戻り、前記同様に蒸発器１１での熱交換以降の各過程を繰返すこととなる。

[0056] 一方、第二の蒸気動力サイクル部２０においては、蒸発器２１で、高温流体として、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１をなす、領域３４側の熱交換器本体を通過した後の温海水と、下側の作動流体の管路３１ａから導入される全て液相の作動流体とを、この蒸発器２１をなす領域３５側の熱交換器本体３０で熱交換させる。ここで加熱された作動流体のうち、昇温に伴い蒸発して気相となった作動流体は、上部の作動流体の管路３１ｂから蒸発器２１外へ出て、タービン２２に向う。

[0057] 蒸発器２１を出た高温気相の作動流体は、タービン２２に達してこれを作動させ、このタービン２２により発電機５２が駆動され、前記タービン１２及び発電機５１の場合と同様、熱エネルギーが最終的に電力に変換される。こうしてタービン２２で膨張して仕事を行った気相作動流体は、圧力及び温度を低減させた状態となり、タービン２２を出た後、凝縮器２３に導入される。

[0058] 凝縮器２３では、低温流体としてポンプ３８で加圧され且つ領域３４を経て熱交換器本体３０に導入された温度の低い冷海水と、作動流体の管路３１ｂから熱交換器本体３０に導入された気相の作動流体とが、熱交換用プレート３０ａを介して熱交換し、冷却されて、気相の作動流体は凝縮して液相に変化することとなる。

[0059] 凝縮器２３で凝縮して得られた液相の作動流体は、熱交換器本体３０下の作動流体の管路３１ａから凝縮器２３外に排出される。凝縮器２３を出た液相の作動流体は、作動流体としては蒸気動力サイクル部２０内で最も低い温度及び圧力となっている。この液相の作動流体は、ポンプ２４を経由して加

圧された上で、蒸発器２１へ向け進むこととなる。

こうして第二の蒸気動力サイクル部２０の作動流体は蒸発器２１内に戻り、前記同様に蒸発器２１での熱交換以降の各過程を繰返すこととなる。

[0060] 凝縮器２３と凝縮器１３での各熱交換に連続使用された低温流体としての海水は、作動流体からの熱を受けて所定温度まで昇温している。この海水は、凝縮器１３の外の領域３５へ排出された後、この領域３５に通じる区画壁３６の開口部から外部に流出し、最終的にシステム外部の海中へ放出され、拡散していく。

[0061] 同様に、蒸発器１１と蒸発器２１での各作動流体との熱交換に伴い、温度が下がった高温流体としての海水も、蒸発器２１での熱交換後に領域３５を経て区画壁３６の開口部からシステム外部の海中へ放出され、拡散していく。

[0062] 一方、ポンプ３７、３８の動作に伴い、新たな海水が区画壁３６の開口部から領域３４に入り、蒸発器１１や凝縮器２３をなす各熱交換器本体３０での熱交換に供されることとなり、上記の各過程がシステムの使用の間、すなわち、二つの蒸気動力サイクル部１０、２０でそれぞれ蒸気動力サイクル動作を継続する間、繰返される。

[0063] なお、高温流体や低温流体が極めて大量に存在する海水であるため、熱交換後の海水が外部の海中に拡散した後の、海水全体に対する熱交換後の海水の保有する熱の影響、すなわち、拡散後の海水全体の温度変化はほとんど無視でき、熱交換継続に伴い熱交換器本体３０に順次新規に導入される海水には温度変化は生じておらず、熱交換開始当初と同じ温度条件で継続して熱交換が行えると見なせる。

[0064] このように、本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、複数段にわたり設けた各蒸気動力サイクル部１０、２０の蒸発器１１、２１と凝縮器１３、２３における熱源となる高温流体や低温流体の各流路を、蒸気動力サイクル部１０、２０間で所定の順序で直列に接続するだけでなく、各蒸気動力サイクル部１０、２０の蒸発器１１、２１と凝縮器１３、２３をそ

れぞれクロスフロー型熱交換器とし、さらに熱源の流体が流れる向きにそれぞれ並べることから、蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３をなす各熱交換器では、各流体の流入、流出方向と熱交換器内での流れの向きが同じになり、さらに熱交換器同士が適切に配置されることとなり、全ての蒸気動力サイクル部１０、２０にわたる熱源の流体側の流路の流路長を必要最小限とすると共に流路形状を単純化し、その圧力損失を抑えて、複数段とした蒸気動力サイクル部１０、２０のそれぞれで各熱源の流体と作動流体との間で無理なく熱交換が可能となり、確実に熱サイクル効率を高めて有効に動力を取出せる。また、各蒸気動力サイクル部１０、２０で熱源の流体をスムーズに通過させられ、ポンプ等の、流体の流通に要するエネルギー消費や設備コストを抑えられる。

[0065] また、隔壁３２で分けられた領域３４、３５間で海水を流通させて、管路を経由させずに熱交換器本体３０の第二流路３０ｃ側に高温流体又は低温流体としての海水を導入することで、海水側で管路の配設が不要となり、管路配設に係るコストを抑えられ、管の設置スペースを省略できる。

[0066] なお、前記実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、二つの蒸気動力サイクル部１０、２０を用い、蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３における熱源となる高温流体や低温流体の流路を異なる蒸気動力サイクル部同士で接続し、高温流体や低温流体を共通に用いる二段構成としているが、これに限らず、三段、四段など他の複数段構成とすることもできる。

[0067] また、前記実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいて、各蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３は、それぞれ熱交換器本体３０を一つのみ備えて形成され、その熱交換器本体３０は隔壁３２に唯一穿設された貫通孔３２ａの周囲部分に取付けられて、熱源となる高温流体又は低温流体を流通可能とされる構成としているが、これに限らず、隔壁に貫通孔を複数並べて穿設し、これら貫通孔に対応させて隔壁に熱交換器本体を複数並べて配設する構成や、図６に示すように、一の隔壁と平行に他の隔壁を設けて、二つの隔壁に挟まれた中間の領域を生じさせ、二つの隔壁のそれぞれに熱交換器本体

３０を配設すると共に、中間の領域を通じて、熱源となる流体を各隔壁の熱交換器本体３０に各々流通させる構成をそれぞれ採用することもできる。これらの場合、複数あるいは多数の熱交換器本体３０が並列配置されて熱源となる流体を等しく流通させることとなり、同じ領域内の複数あるいは多数の熱交換器本体３０が一つの蒸発器１１、２１又は凝縮器１３、２３をなすものとなる。こうした複数あるいは多数の熱交換器本体３０により、必要とする出力に応じた高温流体や低温流体、あるいは作動流体の流量に適切に対応した蒸発器や凝縮器を構築できる。

[0068] また、前記実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、蒸発器１１、２１をなす熱交換器本体３０における第二流路３０ｃの開口部分と、貫通孔３２ａを隔てた他の熱交換器本体の第二流路開口部分とを対向配置状態として、この熱交換器本体内で海水の流れる向きと平行に、各熱交換器本体をまっすぐ線状に並べて配設し、開口部分に流入して第二流路を流れる海水をそのまま直進させて他の熱交換器本体側に到達させる構成としているが、これに限らず、隣合う熱交換器本体の間に前記隔壁と異なる中空構造体、例えば図７に示すようなチャンバ３３、が介在して、前記隔壁の貫通孔深さを大きく超えるような所定の間隔が生じている場合、隣接する熱交換器本体３０における各第二流路３０ｃの開口部分が、互いに対向する位置から上下左右に多少ずれたオフセット状態となっていてもよく、各熱交換器本体３０がそれぞれの熱交換器本体内での海水の流れる向きが互いに平行をなすように並んでさえいれば、複数の熱交換器本体３０を厳密な直線状に並べられない配置上の制約がある場合などで、第二流路３０ｃの開口位置が完全に対向していなくても、海水を各熱交換器本体３０の第二流路３０ｃにスムーズに流通させて、圧力損失を抑えられる状態を維持できる。

[0069] また、前記実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいて、一つの隔壁３２に熱交換器本体３０の第二流路開口部分の一方を取付け、隔壁３２で熱交換器本体３０のある側の領域と隔壁を挟んだ他の領域とを仕切る構成としているが、この他、前記図７に示すように、熱交換器本体３０を挟んで隔

壁３２を平行に二つ配置し、隔壁３２で仕切られた複数領域のうち、二つの隔壁３２の対向する面に挟まれた領域３９には熱源となる流体を供給しない構成とすることもできる。この場合、熱交換器本体３０の第二流路開口部分を除く外側部分や、作動流体を通す管路が、熱源となる高温流体又は低温流体の中に没する必要がなくなることから、保守、管理の面では都合がよい。

[0070] また、前記実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、隔壁３２に貫通孔３２ａを穿設し、隔壁３２の各面における貫通孔３２ａ周囲部分に熱交換器本体３０を一つずつ配置する構成としているが、この他、前記図７に示すように、隔壁３２で区画された領域が十分に大きい場合には、熱交換器本体３０を熱交換用流体の流れ方向に複数直列に連結して一体化した状態で隔壁３２に取付け、隔壁の一取付位置ごとに複数配設する構成とすることもでき、同じ隔壁面積あたりでより多くの熱交換器本体３０を配設して、スペースを有効に活用しつつ、作動流体の流量を多くできる。

[0071] また、前記実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３をなす熱交換器本体３０を隔壁３２に沿って配設し、隔壁３２で熱源となる高温流体や低温流体としての海水の存在し得る二つの領域３４、３５を設定して、熱交換器本体３０の第二流路３０ｃに海水を流通させる仕組みとし、海水の流通に係り、熱交換器本体３０において第二流路３０ｃに連通する管路等の複雑な構造を採用せず、且つ、熱交換器本体３０周囲を覆うような耐圧容器等も用いない構成としているが、これに限らず、図８に示すように、高温流体の流れ方向に並べた配置とされる各蒸発器１１、２１や、低温流体の流れ方向に並べた配置とされる各凝縮器が、それぞれ最外殻をなして他の機器と管路６１で接続される中空耐圧構造のシェル６０を有し、高温流体又は低温流体と作動流体を熱交換させる熱交換器本体３０をシェル６０内部に配置した、より一般的な熱交換器構造をなし、熱交換器本体３０の第二流路３０ｃへの海水の流通が管路６１を介して行われる構成とすることもできる。

[0072] この場合、高温流体又は低温流体である海水の流れ方向と作動流体の流れ

方向とが直交するクロスフロー型とされると共に、海水側の流路断面積が作動流体側に比べ大きく、且つ海水側の流路長が作動流体側に比べて短い熱交換器形状をなす熱交換器本体３０の、作動流体側の各第一流路３０ｂは、シェル６０の長手方向両端部における作動流体の各流入出口と連通状態で一体化されており、また、熱交換器本体３０における海水側の第二流路３０ｃはシェル６０の長手方向と直交する方向の両端部における海水の各流入出口と連通状態で一体化され、各流入出口を除いてシェル６０の内部と外部は水密状態で隔離される。

[0073] （本発明の第２の実施形態）

本発明の第２の実施形態を図９及び図１０に基づいて説明する。

前記各図において本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステム２は、前記第１の実施形態同様、複数の蒸気動力サイクル部１０、２０を備える一方、異なる点として、第一の蒸気動力サイクル部１０におけるタービン１２出口から凝縮器１３に向う作動流体を、第一の蒸気動力サイクル部１０より高温流体を流通させる順序が後となる第二の蒸気動力サイクル部２０におけるポンプ２４出口から蒸発器２１に向う作動流体と熱交換させる、予熱用熱交換器４１が配設される構成を有するものである。

[0074] 本実施形態の蒸気動力サイクルシステム２をなす各蒸気動力サイクル部１０、２０における、高温流体や低温流体の流路同士の接続は、前記第１の実施形態と同様、高温流体は第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１から第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器２１へ流れる順序設定とされ、低温流体は高温流体の場合と逆に、第二の蒸気動力サイクル部２０の凝縮器２３から第一の蒸気動力サイクル部１０の凝縮器１３へ流れる順序設定とされる構成である。

[0075] 前記蒸気動力サイクル部１０、２０は、それぞれ、前記第１の実施形態同様、蒸発器１１、２１と、タービン１２、２２と、凝縮器１３、２３と、ポンプ１４、２４とを備える一方、異なる点として、第一の蒸気動力サイクル部１０の作動流体と第二の蒸気動力サイクル部２０の作動流体とを熱交換さ

せる予熱用熱交換器４１を共用する構成を有するものである。そして、前記第１の実施形態同様、蒸気動力サイクル部１０、２０を組合わせた蒸気動力サイクルシステム２と、タービン１２、２２により駆動される発電機５１、５２とで、前記第１の実施形態同様、温度差発電装置を構成することとなる。

なお、前記蒸発器１１、２１と、タービン１２、２２と、凝縮器１３、２３と、ポンプ１４、２４は、前記第１の実施形態同様の構成であり、説明を省略する。

[0076] 前記予熱用熱交換器４１は、第二の蒸気動力サイクル部２０における蒸発器２１に達する前の全て液相の作動流体と、第一の蒸気動力サイクル部１０におけるタービン１２を出た後の気相の作動流体とを熱交換させる熱交換器であり、前記蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３をなす熱交換器本体３０と同様のプレート式熱交換器とされてなり、詳細な説明は省略する。

[0077] この予熱用熱交換器４１における、第一の蒸気動力サイクル部１０の作動流体側の流路は、第一の蒸気動力サイクル部１０のタービン１２出口側と、凝縮器１３入口側にそれぞれ接続され、タービン１３を出て予熱用熱交換器４１における熱交換で冷却された作動流体が、凝縮器１３に達する仕組みである。

[0078] 一方、予熱用熱交換器４１における、第二の蒸気動力サイクル部２０の作動流体側の流路は、第二の蒸気動力サイクル部２０におけるポンプ２４出口側と、蒸発器２１の入口側にそれぞれ接続され、ポンプ２４を出て予熱用熱交換器４１における熱交換で加熱された作動流体が、蒸発器２１に達する仕組みである。

[0079] 蒸気動力サイクル部を複数段化することに伴って温度差を生じている、第一の蒸気動力サイクル部１０のタービン出口における作動流体と、第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器入口における作動流体とを、予熱用熱交換器４１で熱交換させて、第一の蒸気動力サイクル部１０の作動流体の保有する熱を、第二の蒸気動力サイクル部２０のより低温となっている作動流体で回

収することで、第一の蒸気動力サイクル部１０では、凝縮器１３に導入される作動流体の温度を下げて、凝縮器１３における熱交換をより低温側で行えることとなる。また、第二の蒸気動力サイクル部２０では、蒸発器２１に導入される作動流体の温度を上昇させて、蒸発器２１における熱交換をより高温側で行えることとなり、システム全体として熱サイクル効率の向上が図れる。

[0080] さらに、蒸発器１１、２１においては、作動流体を沸点まで温度上昇させる顕熱域での熱交換と、作動流体を気化させる潜熱域での熱交換が行われており（図９参照）、クロスフロー型の蒸発器の場合、作動流体の顕熱域での熱交換において、熱伝達の性能向上が図りにくいものの、第二の蒸気動力サイクル部２０では、予熱用熱交換器４１による蒸発器２１の前段での予熱に伴い、作動流体が温度上昇する分、蒸発器２１における作動流体の顕熱域での熱交換を減らせることから、蒸発器の性能（総括熱伝達係数）も相対的に向上する。

[0081] 次に、本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムの動作状態について説明する。前提として、前記第１の実施形態同様、海の表層から高温流体としての温海水を、また、海の所定深さ位置から低温流体としての冷海水を、それぞれ所定の流量を確保しつつ取水して、各蒸気動力サイクル部１０、２０の蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３にそれぞれ導入し、また、蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３では、その周囲の二つの領域３４、３５にそれぞれ存在する海水に、ヘッド差としての水位差を与えることで、一方の領域３４から、各熱交換器本体３０の第二流路３０ｃを経て、他方の領域３５へと向う海水の流れが生じ、熱交換器本体３０において作動流体と海水との熱交換を同じ条件で継続できる状態にあるものとする。

[0082] 第一の蒸気動力サイクル部１０においては、蒸発器１１が、高温流体としてポンプ３７で加圧され、領域３４を経て導入される温海水と、下側の作動流体の管路３１ａから導入される全て液相の作動流体とを、熱交換器本体３０で熱交換させる。ここで加熱された作動流体のうち、昇温に伴い蒸発して

気相となった作動流体は、上部の作動流体の管路３１ｂを経てこの蒸発器１１外へ出て、タービン１２に向う。

[0083] 蒸発器１１を出た高温気相の作動流体は、タービン１２に達してこれを作動させ、このタービン１２により発電機５１が駆動され、熱エネルギーが使用可能な動力、さらに電力に変換される。こうしてタービン１２で膨張して仕事を行った気相作動流体は、圧力及び温度を低減させた状態となる。そして、タービン１２を出た気相の作動流体は、予熱用熱交換器４１に導入される。

[0084] 予熱用熱交換器４１では、前記タービン１２を出た気相の作動流体と、別途予熱用熱交換器４１に導入された第二の蒸気動力サイクル部２０における液相の作動流体とを熱交換させ、第二の蒸気動力サイクル部２０側の液相作動流体を昇温させて、第一の蒸気動力サイクル部１０側の気相作動流体の保有する熱を回収する。

この予熱用熱交換器４１での熱交換を経て、第一の蒸気動力サイクル部１０側の気相作動流体は冷却され、この冷却された気相作動流体は予熱用熱交換器４１を出た後、凝縮器１３に向う。

[0085] 凝縮器１３では、第二の蒸気動力サイクル部２０側の凝縮器２３をなす、隣接した領域３４側の熱交換器本体３０を先に通過した後で、この凝縮器１３をなす領域３５側の熱交換器本体３０に導入された冷海水と、上側の作動流体の管路３１ｂから熱交換器本体３０に導入された気相の作動流体とが、熱交換用プレート３０ａを介して熱交換し、冷却された気相の作動流体は凝縮して液相に変化することとなる。

[0086] 凝縮器１３で凝縮して得られた液相の作動流体は、熱交換器本体３０から作動流体の管路３１ａを経て凝縮器１３外に排出される。凝縮器１３を出た液相の作動流体は、作動流体としては蒸気動力サイクル部１０内で最も低い温度及び圧力となっている。この液相の作動流体は、ポンプ１４を経由して加圧された上で、蒸発器１１へ向け進むこととなる。

この後、作動流体は蒸発器１１内に戻り、前記同様に蒸発器１１での熱交

換以降の各過程を繰返すこととなる。

[0087] 一方、第二の蒸気動力サイクル部２０においては、蒸発器２１で、高温流体として、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１をなす、領域３４側の熱交換器本体を通過した後の温海水と、下側の作動流体の管路３１ａから導入される全て液相の作動流体とを、この蒸発器２１をなす領域３５側の熱交換器本体３０で熱交換させる。ここで加熱された作動流体のうち、昇温に伴い蒸発して気相となった作動流体は、上部の作動流体の管路３１ｂから蒸発器２１外へ出て、タービン２２に向う。

[0088] 蒸発器２１を出た高温気相の作動流体は、タービン２２に達してこれを作動させ、このタービン２２により発電機５２が駆動され、前記タービン１２及び発電機５１の場合と同様、熱エネルギーが最終的に電力に変換される。こうしてタービン２２で膨張して仕事を行った気相作動流体は、圧力及び温度を低減させた状態となり、タービン２２を出た後、凝縮器２３に導入される。

[0089] 凝縮器２３では、低温流体としてポンプ３８で加圧され且つ領域３４を経て熱交換器本体３０に導入された温度の低い冷海水と、作動流体の管路３１ｂから熱交換器本体３０に導入された気相の作動流体とが、熱交換用プレート３０ａを介して熱交換し、冷却されて、気相の作動流体は凝縮して液相に変化することとなる。

[0090] 凝縮器２３で凝縮して得られた液相の作動流体は、熱交換器本体３０下の作動流体の管路３１ａから凝縮器２３外に排出される。凝縮器２３を出た液相の作動流体は、作動流体としては蒸気動力サイクル部２０内で最も低い温度及び圧力となっている。この液相の作動流体は、ポンプ２４を経由して加圧された上で、予熱用熱交換器４１に達する。

[0091] 予熱用熱交換器４１では、前記ポンプ２４を出た液相の作動流体と、前記第一の蒸気動力サイクル部１０におけるタービン１２を出た気相の作動流体とを熱交換させることで、第二の蒸気動力サイクル部２０側の液相作動流体を昇温させる。昇温した液相の作動流体は、予熱用熱交換器４１を出た後、

蒸発器２１へ向け進むこととなる。

[0092] こうして第二の蒸気動力サイクル部２０側の液相作動流体は、予熱用熱交換器４１での熱交換を経て、あらかじめ所定温度まで昇温した状態で蒸発器２１内に戻り、前記同様に蒸発器２１での熱交換以降の各過程を繰返すこととなる。

[0093] 凝縮器２３と凝縮器１３での各熱交換に連続使用された低温流体としての海水は、作動流体からの熱を受けて所定温度まで昇温している。この海水は、凝縮器１３の外の領域３５へ排出された後、この領域３５に通じる区画壁３６の開口部から外部に流出し、最終的にシステム外部の海中へ放出され、拡散していく。

[0094] 同様に、蒸発器１１と蒸発器２１での各作動流体との熱交換に伴い、温度が下がった高温流体としての海水も、蒸発器２１での熱交換後に領域３５を経て区画壁３６の開口部からシステム外部の海中へ放出され、拡散していく。

[0095] 一方、ポンプ３７、３８の動作に伴い、新たな海水が区画壁３６の開口部から領域３４に入り、蒸発器１１や凝縮器２３をなす各熱交換器本体３０での熱交換に供されることとなり、上記の各過程がシステムの使用の間、すなわち、二つの蒸気動力サイクル部１０、２０でそれぞれ蒸気動力サイクル動作を継続する間、繰返される。

[0096] 前記第１の実施形態同様、高温流体や低温流体は極めて大量に存在する海水であるため、熱交換後の海水が外部の海中に拡散した後の、海水全体に対する熱交換後の海水の保有する熱の影響、すなわち、拡散後の海水全体の温度変化はほとんど無視でき、熱交換継続に伴い熱交換器本体３０に順次新規に導入される高温流体や低温流体としての海水には温度変化は生じておらず、熱交換開始当初と同じ温度条件で継続して熱交換が行えると見なせる。

[0097] このように、本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、第一の蒸気動力サイクル部１０における蒸発器１１で高温流体と熱交換し、さらにタービン１２で仕事を行わせた後の気相の作動流体を、予熱用熱交換器

４１で、第二の蒸気動力サイクル部２０におけるポンプ２４から蒸発器２１に向う作動流体と熱交換させ、第一の蒸気動力サイクル部１０の気相作動流体の保有する熱を、第二の蒸気動力サイクル部２０における、より温度の低い他の作動流体で回収することから、第一の蒸気動力サイクル部１０では凝縮器１３における熱交換をより低温側で行えると共に、第二の蒸気動力サイクル部２０では蒸発器２１における熱交換をより高温側で行え、特に蒸発器２１では、蒸発器２１の前段の予熱用熱交換器４１によりあらかじめ作動流体が温度上昇する分、蒸発器２１における作動流体の顕熱域での熱交換を減らして、蒸発器２１における作動流体への熱伝達の効率を向上させられるなど、システム全体で熱損失を抑えて熱サイクル効率を高められる。

[0098] なお、前記実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、予熱用熱交換器４１で、第一の蒸気動力サイクル部１０におけるタービン１２を出た気相の作動流体と、第二の蒸気動力サイクル部２０におけるポンプ２４を出た液相の作動流体とを熱交換させ、第二の蒸気動力サイクル部２０側の液相作動流体を昇温させて、第一の蒸気動力サイクル部１０側の気相作動流体の保有する熱を回収する構成としているが、これに限らず、図１１に示すように、高温流体を蒸発器に流通させる順序が他より後となる蒸気動力サイクル部、例えば、第二の蒸気動力サイクル部２０におけるタービン２２を出た気相の作動流体と、この蒸気動力サイクル部２０より高温流体を蒸発器に流通させる順序が先となる他の蒸気動力サイクル部、すなわち、第一の蒸気動力サイクル部１０における、ポンプ１４を出た液相の作動流体とを熱交換させる他の予熱用熱交換器４３を設け、第一の蒸気動力サイクル部１０側の液相作動流体を昇温させて、第二の蒸気動力サイクル部２０側の気相作動流体の保有する熱を回収する構成とすることもでき、前記実施形態同様、熱サイクル効率を高められる。

[0099] （本発明の第３の実施形態）

本発明の第３の実施形態を図１２に基づいて説明する。

前記図１２において本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステム３は、前

記第１の実施形態同様、複数の蒸気動力サイクル部１０、２０を備える一方、異なる点として、前記各蒸気動力サイクル部１０、２０が、前記蒸発器１１、２１とタービン１２、２２との間の作動流体流路に、蒸発器１１、２１を出た作動流体を気相分と液相分とに分離し、気相の作動流体をタービン１２、２２に向わせる一方、液相の作動流体を蒸発器１１、２１の入口側に向わせる気液分離器１５、２５を有し、また、この気液分離器１５、２５から蒸発器１１、２１の入口側に向う液相作動流体の流路に、作動流体を蒸発器１１、２１へ向けて圧送する補助ポンプ１６、２６を配設されてなる構成を有するものである。

[0100] 前記蒸気動力サイクル部１０、２０を組合わせた本実施形態の蒸気動力サイクルシステム３は、前記第１の実施形態同様、タービン１２、２２により駆動される発電機５１、５２と共に、温度差発電装置を構成するものである。前記蒸発器１１、２１と、タービン１２、２２と、凝縮器１３、２３と、ポンプ１４、２４は、前記第１の実施形態同様の構成であり、説明を省略する。

[0101] 前記気液分離器１５、２５は、蒸発器１１、２１で温海水との熱交換を経て高温で且つ気液混相状態となった作動流体を、気相分と液相分とに分ける公知の装置であり、詳細な説明を省略する。作動流体は、この気液分離器１５、２５内で気相分と液相分に分れ、タービン１２、２２入口側と連通する管路を通じて気相の作動流体がタービン１２、２２へ向う。

[0102] 一方、液相の作動流体は、気液分離器１５の液相作動流体出口側と、蒸発器１１、２１入口側とを連通させる管路を経て、途中で補助ポンプ１６、２６による加圧を受けつつ、蒸発器１１、２１の入口側へ向い、ポンプ１４、２４から蒸発器１１、２１に向う作動流体と合流して、蒸発器１１、２１に流入することとなる。

[0103] 気液分離器１５、２５を設けて、蒸発器１１、２１を出た作動流体を気相分と液相分に分離し、気相分をタービン１２、２２に向わせる一方、液相分を蒸発器入口側に還流させることで、タービン側に向う作動流体の流量を気

液分離器を設けない場合の蒸気動力サイクル部と同じにした場合、気液分離器１５、２５からそのまま蒸発器入口側に向う液相作動流体の分だけ、蒸発器１１、２１に導入される作動流体の全体流量を増やせることとなる。また、気液分離器１５、２５で分離した液相作動流体を補助ポンプ１６、２６を用いて蒸発器入口側に循環させることで、蒸発器１１、２１内の作動流体の流速を上昇させることができる。

[0104] 特に、クロスフロー型の熱交換器からなる蒸発器の場合、上下方向の流路を流れる作動流体の流速が低いと、流動において重力が支配的になることから、作動流体と直交する向きに流通する高温流体としての海水の、流路入口側から出口側にかけての温度分布の影響を十分に緩和できず、作動流体の熱交換においてその流路における海水流通方向の不均衡が著しくなり、蒸発に係る性能が低下することとなる。これに対し、補助ポンプ１６、２６を用いるのに伴って、蒸発器１１、２１内の作動流体流速を上昇させていることで、作動流体を強制的に流動、対流させられ、熱交換を均衡化して蒸発を促進させ、性能低下を防止することができ、蒸発器として十分な能力を発揮させられる。

[0105] この他、気液分離器１５、２５で分離した高温の液相作動流体を蒸発器１１、２１に還流させることで、蒸発器入口での作動流体全体の温度が上昇する分、蒸発器１１、２１における作動流体の顕熱域での熱交換を減らすことができ、蒸発器の性能（総括熱伝達係数）も相対的に向上させられ、熱損失を抑えて熱効率を高められる。

[0106] さらに、気液分離器１５、２５で分離された液相作動流体の、補助ポンプ１６、２６による送出量を変えることにより、液相作動流体の蒸発器１１、２１への流入状態を調整できることとなる。これに伴い、蒸発器１１、２１における作動流体全体の蒸発状態を変化させることができ、蒸気動力サイクル部１０、２０に対する負荷変動や季節変化等による熱源温度の変動に対応して、補助ポンプ１６、２６による液相作動流体の送出量調整を行えば、蒸発器１１、２１における作動流体の蒸発状態を最適な状態に制御でき、シス

テムの稼働状態の安定化が図れる他、蒸発器１１、２１を出た気相分の作動流体の乾き度の調整も行え、乾き度を高めてタービン効率の改善も図れる。

[0107] 前記補助ポンプ１６、２６は、通常、蒸気動力サイクル部１０、２０のサイクル動作の間は常に動作させる仕組みとしているが、この他、初期起動時などの必要な時期のみに動作させるようにしてもよく、蒸気動力サイクル部の定常動作状態など、液相作動流体の流路における気液分離器１５、２５と蒸発器１１、２１入口側との間に十分な圧力差が生じている場合には、動作させなくても液相作動流体を適切に蒸発器入口側に還流させることができ、補助ポンプを動作させない分、自己消費動力を抑えられる。

[0108] 次に、本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムの動作状態について説明する。前提として、前記第１の実施形態同様、海の表層から高温流体としての温海水を、また、海の所定深さ位置から低温流体としての冷海水を、それぞれ所定の流量を確保しつつ取水して、各蒸気動力サイクル部１０、２０の蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３にそれぞれ導入し、また、蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３では、その周囲の二つの領域３４、３５にそれぞれ存在する海水に、ヘッド差としての水位差を与えることで、一方の領域３４から、各熱交換器本体３０の第二流路３０ｃを経て、他方の領域３５へと向う海水の流れが生じ、熱交換器本体３０において作動流体と海水との熱交換を同じ条件で継続できる状態にあるものとする。

[0109] 第一の蒸気動力サイクル部１０においては、蒸発器１１が、高温流体としてポンプ３７で加圧され、領域３４を経て導入される温海水と、下側の作動流体の管路３１ａから導入される全て液相の作動流体とを、熱交換器本体３０で熱交換させる。この熱交換で加熱された作動流体は、蒸発して蒸発器１１外へ出ようとするが、作動流体は飽和蒸気ではなく、液相分を含んだ湿り蒸気となっている。この気液混相状態の高温作動流体は、上部の作動流体の管路３１ｂを経て蒸発器１１外へ出て、気液分離器１５に達する。気液分離器１５で作動流体は気相分と液相分に分れ、気相の作動流体はタービン１２へ向う。

[0110] 気液分離器１５を出た高温気相の作動流体は、気液分離器１５導入前の作動流体と比較して乾き度が高くなっており、この作動流体がタービン１２に達してこれを作動させ、このタービン１２により発電機５１が駆動され、熱エネルギーが使用可能な動力、さらに電力に変換される。こうしてタービン１２で膨張して仕事を行った気相作動流体は、圧力及び温度を低減させた状態となる。そして、タービン１２を出た気相の作動流体は、凝縮器１３に導入される。

[0111] 凝縮器１３では、第二の蒸気動力サイクル部２０側の凝縮器２３をなす、隣接した領域３４側の熱交換器本体３０を先に通過した後で、この凝縮器１３をなす領域３５側の熱交換器本体３０に導入された冷海水と、上側の作動流体の管路３１ｂから熱交換器本体３０に導入された気相の作動流体とが、熱交換用プレート３０ａを介して熱交換し、冷却された気相の作動流体は凝縮して液相に変化することとなる。

[0112] 凝縮器１３で凝縮して得られた液相の作動流体は、熱交換器本体３０から作動流体の管路３１ａを経て凝縮器１３外に排出される。凝縮器１３を出た液相の作動流体は、作動流体としては蒸気動力サイクル部１０内で最も低い温度及び圧力となっている。この液相の作動流体は、ポンプ１４を経由して加圧された上で、蒸発器１１へ向け進むこととなる。

[0113] また、気液分離器１５で気相分と分離された高温液相の作動流体は、蒸発器１１入口側へ向う管路を進み、ポンプ１４から出た作動流体と共に蒸発器１１に導入されることとなる。

こうして、作動流体は蒸発器１１内に戻り、この後も前記同様に蒸発器１１での熱交換以降の各過程を繰返すこととなる。

[0114] 一方、第二の蒸気動力サイクル部２０においては、蒸発器２１で、高温流体として、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１をなす、領域３４側の熱交換器本体を通過した後の温海水と、下側の作動流体の管路３１ａから導入される全て液相の作動流体とを、この蒸発器２１をなす領域３５側の熱交換器本体３０で熱交換させる。ここで加熱された作動流体は、その大部分

が蒸発するのに伴い、液滴を含んだ状態の気液混相流となる。この混相状態の高温作動流体は、上部の作動流体の管路３１ｂを経てこの蒸発器２１外へ出て、気液分離器２５に達する。気液分離器２５で作動流体は気相分と液相分に分れ、気相の作動流体はタービン２２へ向う。

[0115] 気液分離器２５を出た高温気相の作動流体は、気液分離器２５導入前の作動流体と比較して乾き度が高くなっており、この作動流体がタービン２２に達してこれを作動させ、このタービン２２により発電機５２が駆動され、前記タービン１２及び発電機５１の場合と同様、熱エネルギーが最終的に電力に変換される。こうしてタービン２２で膨張して仕事を行った気相作動流体は、圧力及び温度を低減させた状態となり、タービン２２を出た後、凝縮器２３に導入される。

[0116] 凝縮器２３では、低温流体としてポンプ３８で加圧され且つ領域３４を経て熱交換器本体３０に導入された温度の低い冷海水と、作動流体の管路３１ｂから熱交換器本体３０に導入された気相の作動流体とが、熱交換用プレート３０ａを介して熱交換し、冷却されて、気相の作動流体は凝縮して液相に変化することとなる。

[0117] 凝縮器２３で凝縮して得られた液相の作動流体は、熱交換器本体３０下の作動流体の管路３１ａから凝縮器２３外に排出される。凝縮器２３を出た液相の作動流体は、作動流体としては蒸気動力サイクル部２０内で最も低い温度及び圧力となっている。この液相の作動流体は、ポンプ２４を経由して加圧された上で、蒸発器２１へ向け進むこととなる。

[0118] また、気液分離器２５で気相分と分離された高温液相の作動流体は、蒸発器２１入口側へ向う管路を進み、ポンプ２４を出た作動流体と共に蒸発器２１に導入されることとなる。

こうして第二の蒸気動力サイクル部２０の作動流体は、いずれも蒸発器２１内に戻り、前記同様に蒸発器２１での熱交換以降の各過程を繰返すこととなる。

[0119] 凝縮器２３と凝縮器１３での各熱交換に連続使用された低温流体としての

海水は、作動流体からの熱を受けて所定温度まで昇温している。この海水は、凝縮器１３の外の領域３５へ排出された後、この領域３５に通じる区画壁３６の開口部から外部に流出し、最終的にシステム外部の海中へ放出され、拡散していく。

[0120] 同様に、蒸発器１１と蒸発器２１での各作動流体との熱交換に伴い、温度が下がった高温流体としての海水も、蒸発器２１での熱交換後に領域３５を経て区画壁３６の開口部からシステム外部の海中へ放出され、拡散していく。

[0121] 一方、ポンプ３７、３８の動作に伴い、新たな海水が区画壁３６の開口部から領域３４に入り、蒸発器１１や凝縮器２３をなす各熱交換器本体３０での熱交換に供されることとなり、上記の各過程がシステムの使用の間、すなわち、二つの蒸気動力サイクル部１０、２０でそれぞれ蒸気動力サイクル動作を継続する間、繰返される。

[0122] 前記第１の実施形態同様、高温流体や低温流体は、極めて大量に存在する海水であるため、熱交換後の海水が外部の海中に拡散した後の、海水全体に対する熱交換後の海水の保有する熱の影響、すなわち、拡散後の海水全体の温度変化はほとんど無視でき、熱交換継続に伴い熱交換器本体３０に順次新規に導入される高温流体又は低温流体としての海水には温度変化は生じておらず、熱交換開始当初と同じ温度条件で継続して熱交換が行えると見なせる。

[0123] このように、本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、各蒸気動力サイクル部１０、２０における蒸発器１１、２１を出た作動流体を気液分離器１５、２５で気相分と液相分とに分離し、気相の作動流体をタービン１２、２２に向わせる一方、液相の作動流体を蒸発器１１、２１入口側に向わせることから、蒸発器１１、２１に高温の液相作動流体が還流されて、蒸発器入口における作動流体全体の温度が上昇することとなり、蒸発器１１、２１における熱交換をより高温側で行えると共に、作動流体が温度上昇する分、蒸発器１１、２１における作動流体の顕熱域での熱交換を減らして

、蒸発器１１、２１における作動流体への熱伝達の効率を向上させられるなど、システム全体で熱損失を抑えて熱効率を高められる。

[0124] また、気液分離器１５、２５で分離された液相の作動流体の、蒸発器１１、２１への流入状態を補助ポンプ１６、２６で調整することで、蒸発器１１、２１における作動流体の蒸発状態を変化させることができ、蒸気動力サイクル部１０、２０に対する負荷や季節変化等による熱源温度の変動に対応して、システムの稼働状態の安定化が図れる。

[0125] なお、前記実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、気液分離器１５、２５から蒸発器１１、２１入口側に向う高温液相作動流体の流路に補助ポンプ１６、２６を設ける構成としているが、これに限らず、図１３に示すように、気液分離器１５、２５から蒸発器１１、２１入口側に向う高温液相作動流体の流路にはポンプ等を設けない構成とすることもでき、気液分離器１５、２５と蒸発器１１、２１入口側との間の圧力差が十分大きく、且つ、前記流路の圧力損失が小さい場合には、ポンプ等による加圧を伴わなくても、作動流体を蒸発器入口側へ確実に到達させることができる。さらに、補助ポンプ１６、２６を設置するのに代えて、気液分離器１５、２５の設置位置を蒸発器１１、２１に比べて高くし、液高さにより圧力差を確保する構成としたり、起動時には、凝縮器１３、２３を出た作動流体を蒸発器１１、２１へ送出すポンプ１４、２４の流量を少なくして全量が蒸発するようにし、圧力差が生じてきたらポンプ１４、２４での作動流体の流量を増やす、といった調整手法を採用することもできる。

[0126] （本発明の第４の実施形態）

本発明の第４の実施形態を図１４に基づいて説明する。

前記図１４において本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステム４は、前記第３の実施形態同様、気液分離器１５、２５をそれぞれ有してなる蒸気動力サイクル部１０、２０を備える一方、異なる点として、前記第二の蒸気動力サイクル部２０における気液分離器２５から蒸発器２１の入口側に向う液相作動流体を、第二の蒸気動力サイクル部２０より高温流体を流通させる順

序が先となる、第一の蒸気動力サイクル部１０におけるポンプ１４出口から蒸発器１１に向う作動流体と熱交換させる、再生熱交換器４２が配設される構成を有するものである。

[0127] 前記再生熱交換器４２は、第一の蒸気動力サイクル部１０における凝縮器１３からポンプ１４を経て蒸発器１１に向う、第一の蒸気動力サイクル部１０で最も低い温度及び圧力となる作動流体と、第二の蒸気動力サイクル部２０における気液分離器２５で気相の作動流体と分離された高温液相の作動流体とを熱交換させる熱交換器であり、前記蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３の各熱交換器本体１１ｂ、１４ｂと同様の構造とされてなり、詳細な説明は省略する。

[0128] この再生熱交換器４２では、気液分離器２５の作動流体流出口１１ｄに通じる高温液相作動流体側の支流路１ｂが蒸発器２１入口側と配管接続されており、再生熱交換器４２を出た液相の作動流体が、蒸発器２１へ導入される仕組みである。

[0129] 次に、本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムの動作状態について説明する。前提として、前記第１の実施形態同様、海の表層から高温流体としての温海水を、また、海の所定深さ位置から低温流体としての冷海水を、それぞれ所定の流量を確保しつつ取水して、各蒸気動力サイクル部１０、２０の蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３にそれぞれ導入し、また、蒸発器１１、２１や凝縮器１３、２３では、その周囲の二つの領域３４、３５にそれぞれ存在する海水に、ヘッド差としての水位差を与えることで、一方の領域３４から、各熱交換器本体３０の第二流路３０ｃを経て、他方の領域３５へと向う海水の流れが生じ、熱交換器本体３０において作動流体と海水との熱交換を同じ条件で継続できる状態にあるものとする。

[0130] 第一の蒸気動力サイクル部１０においては、蒸発器１１が、高温流体としてポンプ３７で加圧され、領域３４を経て導入される温海水と、下側の作動流体の管路３１ａから導入される全て液相の作動流体とを、熱交換器本体３０で熱交換させる。この熱交換で加熱された作動流体は、蒸発して蒸発器１

１外へ出ようとするが、作動流体は飽和蒸気ではなく、液相分を含んだ湿り蒸気となっている。この気液混相状態の高温作動流体は、上部の作動流体の管路３１ｂを経て蒸発器１１外へ出て、気液分離器１５に達する。気液分離器１５で作動流体は気相分と液相分に分れ、気相の作動流体はタービン１２へ向う。

[0131] 気液分離器１５を出た高温気相の作動流体は、気液分離器１５導入前の作動流体と比較して乾き度が高くなっており、この作動流体がタービン１２に達してこれを作動させ、このタービン１２により発電機５１が駆動され、熱エネルギが使用可能なエネルギに変換される。こうしてタービン１２で膨張して仕事を行った気相作動流体は、圧力及び温度を低減させた状態となる。そして、タービン１２を出た気相の作動流体は、凝縮器１３に導入される。

[0132] 凝縮器１３では、第二の蒸気動力サイクル部２０側の凝縮器２３をなす、隣接した領域３４側の熱交換器本体３０を先に通過した後で、この凝縮器１３をなす領域３５側の熱交換器本体３０に導入された冷海水と、上側の作動流体の管路３１ｂから熱交換器本体３０に導入された気相の作動流体とが、熱交換用プレート３０ａを介して熱交換し、冷却された気相の作動流体は凝縮して液相に変化することとなる。

[0133] 凝縮器１３で凝縮して得られた液相の作動流体は、熱交換器本体３０から作動流体の管路３１ａを経て凝縮器１３外に排出される。凝縮器１３を出た液相の作動流体は、作動流体としては蒸気動力サイクル部１０内で最も低い温度及び圧力となっている。この液相の作動流体は、ポンプ２４を経由して加圧された上で、再生熱交換器４２に導入される。

[0134] 再生熱交換器４２では、前記ポンプ１４を出た液相の作動流体と、前記第二の蒸気動力サイクル部２０における気液分離器２５で分離された後の液相の作動流体とを熱交換させることで、第一の蒸気動力サイクル部１０側の液相作動流体を昇温させて、第二の蒸気動力サイクル部２０側の液相作動流体の保有する熱を回収する。第一の蒸気動力サイクル部１０側の昇温した液相の作動流体は、再生熱交換器４２を出た後、蒸発器１１へ向け進むこととな

る。

[0135] また、気液分離器１５で気相分と分離された高温液相の作動流体は、蒸発器１１入口側へ向う管路を進み、再生熱交換器４２から出た作動流体と共に蒸発器１１に導入されることとなる。

こうして、作動流体は蒸発器１１内に戻り、この後も前記同様に蒸発器１１での熱交換以降の各過程を繰返すこととなる。

[0136] 一方、第二の蒸気動力サイクル部２０においては、蒸発器２１で、高温流体として、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１をなす、領域３４側の熱交換器本体を通過した後の温海水と、下側の作動流体の管路３１ａから導入される全て液相の作動流体とを、この蒸発器２１をなす領域３５側の熱交換器本体３０で熱交換させる。ここで加熱された作動流体は、その大部分が蒸発するのに伴い、液滴を含んだ状態の気液混相流となる。この混相状態の高温作動流体は、上部の作動流体の管路３１ｂを経てこの蒸発器２１外へ出て、気液分離器２５に達する。気液分離器２５で作動流体は気相分と液相分に分れ、気相の作動流体はタービン２２へ向う。

[0137] 気液分離器２５を出た高温気相の作動流体は、気液分離器２５導入前の作動流体と比較して乾き度が高くなっており、この作動流体がタービン２２に達してこれを作動させ、このタービン２２により発電機５２が駆動され、熱エネルギが使用可能なエネルギに変換される。こうしてタービン２２で膨張して仕事を行った気相作動流体は、圧力及び温度を低減させた状態となり、タービン２２を出た後、凝縮器２３に導入される。

[0138] 凝縮器２３では、低温流体としてポンプ３８で加圧され且つ領域３４を経て熱交換器本体３０に導入された温度の低い冷海水と、作動流体の管路３１ｂから熱交換器本体３０に導入された気相の作動流体とが、熱交換用プレート３０ａを介して熱交換し、冷却されて、気相の作動流体は凝縮して液相に変化することとなる。

[0139] 凝縮器２３で凝縮して得られた液相の作動流体は、熱交換器本体３０下の作動流体の管路３１ａから凝縮器２３外に排出される。凝縮器２３を出た液

相の作動流体は、作動流体としては蒸気動力サイクル部２０内で最も低い温度及び圧力となっている。この液相の作動流体は、ポンプ２４を経由して加圧された上で、蒸発器２１へ向け進むこととなる。

[0140] また、気液分離器２５で気相分と分離された高温液相の作動流体は、蒸発器２１入口側へ向う管路を進み、再生熱交換器４２に導入される。この再生熱交換器４２では、前記気液分離器２２で分離された後の高温液相の作動流体と、第一の蒸気動力サイクル部１０におけるポンプ１４を出た液相の作動流体とを熱交換させ、第一の蒸気動力サイクル部１０側の作動流体を昇温させる。

[0141] そして、この再生熱交換器４２での熱交換で冷却される第二の蒸気動力サイクル部２０側の液相作動流体は、再生熱交換器４２を出た後、蒸発器２１入口側へ向う管路をさらに進み、ポンプ２４を出た作動流体と共に蒸発器２１に導入されることとなる。

こうして第二の蒸気動力サイクル部２０の作動流体は、いずれも蒸発器２１内に戻り、前記同様に蒸発器２１での熱交換以降の各過程を繰返すこととなる。

[0142] 凝縮器２３と凝縮器１３での各熱交換に連続使用された低温流体としての海水は、作動流体からの熱を受けて所定温度まで昇温している。この海水は、凝縮器１３の外の領域３５へ排出された後、この領域３５に通じる区画壁３６の開口部から外部に流出し、最終的にシステム外部の海中へ放出され、拡散していく。

[0143] 同様に、蒸発器１１と蒸発器２１での各作動流体との熱交換に伴い、温度が下がった高温流体としての海水も、蒸発器２１での熱交換後に領域３５を経て区画壁３６の開口部からシステム外部の海中へ放出され、拡散していく。

[0144] 一方、ポンプ３７、３８の動作に伴い、新たな海水が区画壁３６の開口部３６ａから領域３４に入り、蒸発器１１や凝縮器２３をなす各熱交換器本体３０での熱交換に供されることとなり、上記の各過程がシステムの使用の間

、すなわち、二つの蒸気動力サイクル部１０、２０でそれぞれ蒸気動力サイクル動作を継続する間、繰返される。

[0145] 前記第１の実施形態同様、高温流体や低温流体は、極めて大量に存在する海水であるため、熱交換後の海水が外部の海中に拡散した後の、海水全体に対する熱交換後の海水の保有する熱の影響、すなわち、拡散後の海水全体の温度変化はほとんど無視でき、熱交換継続に伴い熱交換器本体３０に順次新規に導入される、高温流体又は低温流体としての海水には温度変化は生じておらず、熱交換開始当初と同じ温度条件で継続して熱交換が行えると見なせる。

[0146] このように、本実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、各蒸気動力サイクル部１０、２０における蒸発器を出た作動流体を気液分離器で気相分と液相分とに分離し、液相の作動流体を蒸発器入口側に向わせる中、第二の蒸気動力サイクル部２０における気相分離器２５で分離された後の液相の作動流体と、第一の蒸気動力サイクル部１０におけるポンプ１４出口から蒸発器１１に向う作動流体とを再生熱交換器４２で熱交換させ、第一の蒸気動力サイクル部１０側の液相作動流体を昇温させて、第二の蒸気動力サイクル部２０側の液相作動流体の保有する熱を回収することから、蒸気動力サイクル部１０、２０間での作動流体同士の熱交換でシステム全体における熱損失を抑えられる他、特に第二の蒸気動力サイクル部２０では、蒸発器２１の前段の再生熱交換器４２であらかじめ作動流体が温度上昇する分、蒸発器２１における作動流体の顕熱域での熱交換を減らして、蒸発器２１における作動流体への熱伝達の効率を向上させられ、システム全体として熱効率を高められる。

[0147] なお、前記実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、第二の蒸気動力サイクル部２０における気相分離器２５で分離された後の液相の作動流体と、第一の蒸気動力サイクル部１０におけるポンプ１４出口から蒸発器１１に向う液相の作動流体とを、再生熱交換器４２で熱交換させ、第一の蒸気動力サイクル部１０側の液相作動流体を昇温させて、第二の蒸気動力サ

イクル部２０側の液相作動流体の保有する熱を回収する構成としているが、これに限らず、図１５に示すように、複数の蒸気動力サイクル部のうち、高温流体が蒸発器に流通する順序が最も先となる蒸気動力サイクル部、すなわち、第一の蒸気動力サイクル部１０における気相分離器１５で分離されて蒸発器１１入口側に向う液相の作動流体と、この第一の蒸気動力サイクル部１０より高温流体を蒸発器に流通する順序が後となる蒸気動力サイクル部、すなわち、第二の蒸気動力サイクル部２０におけるポンプ２４を出た液相の作動流体とを熱交換させる他の再生熱交換器４４を設け、第二の蒸気動力サイクル部２０側の液相作動流体を昇温させて、第一の蒸気動力サイクル部１０側の液相作動流体の保有する熱を回収する構成とすることもでき、前記同様に熱サイクル効率を高められる。

[0148] また、前記第４の実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、気液分離器１５、２５から蒸発器１１、２１入口側に向う高温液相作動流体の流路に補助ポンプ１６、２６を設ける構成としているが、これに限らず、図１６に示すように、気液分離器１５、２５から蒸発器１１、２１入口側に向う高温液相作動流体の流路にはポンプ等を設けない構成とすることもでき、気液分離器１５、２５と蒸発器１１、２１入口側との間の圧力差が十分大きく、且つ、再生熱交換器４２を経て蒸発器２１入口側へ液相作動流体が導入される状況でも、十分に圧力損失が小さい場合には、ポンプ等による加圧を伴わなくても、作動流体を蒸発器入口側へ確実に到達させることができる。

[0149] また、前記第１ないし第４の各実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、複数段設けられる蒸気動力サイクル部１０、２０で、各々の蒸発器１１、２１における高温流体の流路同士を直列に接続するにあたっての、高温流体の流通に係る各蒸気動力サイクル部１０、２０の順序と、各々の凝縮器１３、２３における低温流体の流路同士を直列に接続するにあたっての、低温流体の流通に係る各蒸気動力サイクル部１０、２０の順序は、互いに逆順となるよう設定される構成としているが、これに限らず、高温流体と

低温流体の流通に係る各蒸気動力サイクル部の順序が、高温流体の場合と低温流体の場合とで互いに同順となる接続設定とされる構成とすることもでき、高温流体や低温流体のシステムへの導入位置と、各蒸気動力サイクル部の蒸発器や凝縮器の配置とに応じて、高温流体や低温流体が無理なく蒸発器又は凝縮器に導入可能となるように適宜設定してよい。

[0150] また、前記第１ないし第４の各実施形態に係る蒸気動力サイクルシステムにおいては、複数段設けられる蒸気動力サイクル部１０、２０のいずれでも、同じ種類の作動流体を用いる構成としているが、これに限らず、蒸気動力サイクル部が、その流通させる作動流体を、他の一又は複数の蒸気動力サイクル部における作動流体と異なるものとし、且つ、こうした異なる作動流体間の沸点の大小関係を、各作動流体が流通する蒸気動力サイクル部における、熱交換対象の高温流体の温度についての大小関係に対応したものとして用いる構成とすることもでき、各蒸気動力サイクル部の作動流体が、各蒸気動力サイクル部を流通する高温流体の温度レベルに応じた沸点等の特性を有するように、すなわち、高温流体の流通する順序が先の蒸気動力サイクル部ほど、その蒸気動力サイクル部を流通する作動流体の沸点がより高いものとなるように、各蒸気動力サイクル部の作動流体の種類を異ならせ、熱交換する高温流体の温度域に適切に対応させることで、作動流体の顕熱域での熱交換の割合を少なくし、熱損失を必要最小限にして熱エネルギーを効率よく動力等に変換できることとなる。こうして作動流体を異ならせる場合、複数の蒸気動力サイクル部の、高温流体の流通する順序と、低温流体の流通する順序は、互いに逆順となるようにするのが、各作動流体の相変化との関係上好ましい。

実施例

[0151] 本発明に係る蒸気動力サイクルシステムについて、熱の出入りする量や圧力等の条件を用いて熱効率等の性能に係る値を求め、得られた結果について、比較例としての従来の蒸気動力サイクル等の結果と比較評価して、有効な性能向上が実現しているか否かを検証した。

[0152] ただし、本発明の蒸気動力サイクルシステムについての熱効率等の性能に係る値を求めるにあたっては、特記しない限り、タービン、ポンプ等の内部効率、機械効率、熱交換器での圧力損失等は考慮しない。

[0153] （実施例１）

まず、実施例１として、前記第１の実施形態同様の蒸気動力サイクルシステム、すなわち、図１に示すように蒸気動力サイクル部を二段構成として、高温流体を各蒸気動力サイクル部の蒸発器に連続して流すと共に、低温流体を各蒸気動力サイクル部の凝縮器に連続して流し、これら高温流体や低温流体を各蒸気動力サイクル部で作動流体と熱交換するものについて、熱効率等の値を算出した。計算にあたっては、図１中に示したように、サイクルの各点（１～４、５～８）における作動流体の圧力や温度等の状態を示す各種物性値を、蒸発器や凝縮器等の熱交換器の伝熱性能、熱源となる高温流体や低温流体の温度条件等、現実の環境に基づく仮定値を用いて算出した上で、サイクルの熱効率等の各値を計算して求めることとなる。

[0154] この実施例１の蒸気動力サイクルに係る主要な条件としては、各蒸気動力サイクル部の作動流体にアンモニアを用い、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１における高温流体側の入口温度T_{WSI}は２８℃、出口温度T_{WSM}は２６℃とし、これと熱交換する作動流体の蒸発器出口（点４）温度T_4は２４℃に設定した。また、第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器２１における高温流体側の入口温度T_{WSM}は２６℃、出口温度T_{WSO}は２４℃とし、これと熱交換する作動流体の蒸発器出口（点８）温度T_8は２２℃に設定した。

[0155] 一方、第二の蒸気動力サイクル部２０の凝縮器２３における低温流体側の入口温度T_{CSI}は４℃、出口温度T_{CSM}は７℃とし、これと熱交換する作動流体の凝縮器出口（点６）温度T_6は９℃に設定した。さらに、第一の蒸気動力サイクル部１０の凝縮器１３における低温流体側の入口温度T_{CSM}は７℃、出口温度T_{CSO}は１０℃とし、これと熱交換する作動流体の凝縮器出口（点２）温度T_2は１２℃に設定した。

[0156] また、第一の蒸気動力サイクル部１０の作動流体の流量G_{WF1}は、６５．２ｔ

／ｈとしている。そして、第二の蒸気動力サイクル部２０の作動流体の流量G_{WF2}は、６４．６ｔ／ｈとしている。さらに、高温流体の流量G_{WS}は、１００００ｔ／ｈとし、低温流体の流量G_{CS}は、６３９０ｔ／ｈとしている。

こうした蒸気動力サイクルの各点（１～４、５～８）における作動流体の圧力Ｐ、温度Ｔ、比エンタルピーｈ等の各条件値を表１に示す。

[0157] [表1]

項目			単位	比較例3				実施例1			
熱交換器構成				クロス フロー プレート式 熱交換器				クロス フロー プレート式 熱交換器			
熱源条件											
	高温流体	入口温度T_{WSI}	℃	28.0				28.0			
		中間温度T_{WSM}	℃	－				26.0			
		出口温度T_{WSO}	℃	24.0				24.0			
		比熱Cp_{WS}	kJ/kgK	4.0				4.0			
		密度ρ_{WS}	t/m^3	1.023				1.023			
		流量G_{WS}	t/h	10000				10000			
	低温流体	入口温度T_{CSI}	℃	4.0				4.0			
		中間温度T_{CSM}	℃	－				7.0			
		出口温度T_{CSO}	℃	10.0				10.0			
		比熱Cp_{CS}	kJ/kgK	4.0				4.0			
		密度ρ_{CS}	t/m^3	1.027				1.027			
		流量G_{CS}	t/h	6450				6390			
サイクル				単段ランキン				2段ランキン			
作動流体条件											
	物質			アンモニア				アンモニア			
	各部温度・比エンタルピ			P (MPaA)	T (℃)	H (kJ/kgK)	S (kJ/kg)	P (MPaA)	T (℃)	H (kJ/kgK)	S (kJ/kg)
		1		0.659	12.0	1583.5	5.824	0.659	12.0	1577.1	5.802
		2		0.659	12.0	399.1	1.671	0.659	12.0	399.1	1.671
		3		0.914	12.1	399.5	1.671	0.973	12.1	399.6	1.671
		4		0.914	22.0	1624.7	5.824	0.973	24.0	1626.0	5.802
		5		－	－	－	－	0.594	9.0	1570.9	5.824
		6		－	－	－	－	0.594	9.0	385.0	1.622
		7		－	－	－	－	0.914	9.1	385.5	1.622
		8		－	－	－	－	0.914	22.0	1624.7	5.824
	流量	高温側G_{WF1}	t/h	131				65.2			
		低温側G_{WF2}	t/h	－				64.6			
サイクルの熱効率（（タービン出力W_T－作動流体ポンプ消費動力W_{PWF}）／入熱量Q_E）			%	3.32				4.12			
蒸発器における高温流体圧力損失											
	代表流速（高温側・低温側共通）		m/s	0.221				0.341			
	流路長（高温側・低温側共通）		m	0.70				0.70			
	圧力損失	高温側 d_{PE1}	kPa	6.2				11.0			
		低温側 d_{PE2}	kPa	－				11.3			
		合計 d_{PE}	kPa	6.2				22.3			
凝縮器における低温流体圧力損失											
	代表流速（高温側・低温側共通）		m/s	0.223				0.430			
	流路長（高温側・低温側共通）		m	0.70				0.70			
	圧力損失	高温側 d_{PC1}	kPa	7.5				17.2			
		低温側 d_{PC2}	kPa	－				18.3			
		合計 d_{PC}	kPa	7.5				35.5			
高温流体用ポンプの自己消費動力（入熱量比）			%	0.038				0.14			
低温流体用ポンプの自己消費動力（入熱量比）			%	0.030				0.14			
作動流体用ポンプの自己消費動力（入熱量比）			%	0.03				0.03			
自己消費動力／タービン出力			%	**2.9**				**7.5**			
（タービン出力－自己消費動力）／入熱量			%	**3.25**				**3.84**			

[0158] また、比較例として、従来のカウンターフロー型の熱交換器を蒸発器や凝縮器として用いたランキンサイクルによる単段（図１７参照；比較例１）及び二段構成（比較例２）の各システム、並びに、実施例と同じ蒸気動力サイ

クル部を単段構成としたもの（比較例３）についても、前記実施例１と同様に、サイクルの各点（１～４、５～８）における作動流体の圧力、温度等の状態を求めて、さらにサイクルの熱効率を得る。

[0159] なお、高温流体や低温流体の温度条件、作動流体のサイクル各点での温度については、単段のランキンサイクルの場合で、作動流体の蒸発器出口温度が２２℃となる点を除いて、前記実施例１の本発明に係る装置の設定値と同じである。

[0160] こうした比較例のサイクル各点における条件値についても、実施例１の場合と同様に表に示す。このうち、比較例１及び比較例２の各条件値は表２に示し、比較例３については、実施例１の各値と合わせて表１に示している。

[0161]

[表2]

項目			単位	比較例1				比較例2			
熱交換器構成				カウンター フロー プレート式 熱交換器				カウンター フロー プレート式 熱交換器			
熱源条件											
	高温流体	入口温度T_{WSI}	℃	28.0				28.0			
		中間温度T_{WSM}	℃	−				26.0			
		出口温度T_{WSO}	℃	24.0				24.0			
		比熱Cp_{WS}	kJ/kgK	4.0				4.0			
		密度ρ_{WS}	t/m^3	1.023				1.023			
		流量G_{WS}	t/h	10000				10000			
	低温流体	入口温度T_{CSI}	℃	4.0				4.0			
		中間温度T_{CSM}	℃	−				7.0			
		出口温度T_{CSO}	℃	10.0				10.0			
		比熱Cp_{CS}	kJ/kgK	4.0				4.0			
		密度ρ_{CS}	t/m^3	1.027				1.027			
		流量G_{CS}	t/h	6450				6390			
サイクル				単段ランキン				2段ランキン			
作動流体条件											
	物質			アンモニア				アンモニア			
	各部温度・比エンタルピ			P (MPaA)	T (℃)	H (kJ/kgK)	S (kJ/kg)	P (MPaA)	T (℃)	H (kJ/kgK)	S (kJ/kg)
		1		0.659	12.0	1583.5	5.824	0.659	12.0	1577.1	5.802
		2		0.659	12.0	399.1	1.671	0.659	12.0	399.1	1.671
		3		0.914	12.1	399.5	1.671	0.973	12.1	399.6	1.671
		4		0.914	22.0	1624.7	5.824	0.973	24.0	1626.0	5.802
		5		−	−	−	−	0.594	9.0	1570.9	5.824
		6		−	−	−	−	0.594	9.0	385.0	1.622
		7		−	−	−	−	0.914	9.1	385.5	1.622
		8		−	−	−	−	0.914	22.0	1624.7	5.824
	流量	高温側G_{WF1}	t/h	131				65.2			
		低温側G_{WF2}	t/h	−				64.6			
サイクルの熱効率（（タービン出力W_T－作動流体ポンプ消費動力W_{PWF}）／入熱量Q_E）			%	3.32				4.12			
蒸発器における高温流体圧力損失											
	代表流速（高温側・低温側共通）		m/s	0.637				0.776			
	流路長（高温側・低温側共通）		m	1.80				1.80			
	圧力損失	高温側 d_{PE1}	kPa	38.6				51.7			
		低温側 d_{PE2}	kPa	−				52.7			
		合計 d_{PE}	kPa	38.6				104.4			
凝縮器における低温流体圧力損失											
	代表流速（高温側・低温側共通）		m/s	0.517				0.940			
	流路長（高温側・低温側共通）		m	1.20				1.20			
	圧力損失	高温側 d_{PC1}	kPa	26.4				59.4			
		低温側 d_{PC2}	kPa	−				62.2			
		合計 d_{PC}	kPa	26.4				121.6			
高温流体用ポンプの自己消費動力（入熱量比）			%	0.24				0.64			
低温流体用ポンプの自己消費動力（入熱量比）			%	0.11				0.49			
作動流体用ポンプの自己消費動力（入熱量比）			%	0.03				0.03			
自己消費動力／タービン出力			%	**11.1**				**28.0**			
（タービン出力－自己消費動力）／入熱量			%	**2.98**				**2.99**			

[0162] 前記表１で示された熱源の各流体や作動流体の条件値から、実施例１のサイクルの熱効率η_{th}は、

$\eta_{th}=(W_T-W_{PWF})/Q_E=\{(W_{T1}+W_{T2})-(W_{PWF1}+W_{PWF2})\}/(Q_{E1}+Q_{E2})$

ここで、タービン出力$W_T=W_{T1}+W_{T2}=G_{WF1}(h_4-h_1)+G_{WF2}(h_8-h_5)=65.2\times10^3(1626.0\times10^3-1577.1\times10^3)/3600+64.6\times10^3(1624.7\times10^3-1570.9\times10^3)/3600=6663.8\times10^6/3600$

また、ポンプ動力$W_{PWF}=W_{PWF1}+W_{PWF2}=G_{WF1}(h_3-h_2)+G_{WF2}(h_7-h_6)$＝６５．２×１０^3（３９９．６×１０^3－３９９．１×１０^3）／３６００＋６４．６×１０^3（３８５．５×１０^3－３８５．０×１０^3）／３６００＝６４．９×１０^6／３６００

さらに、蒸発器熱交換量$Q_E=Q_{E1}+Q_{E2}=G_{WS}Cp_{WS}(T_{WSM}-T_{WSI})+G_{WS}Cp_{WS}(T_{WS0}-T_{WSM})=G_{WS}Cp_{WS}(T_{WS0}-T_{WSI})$＝１００００×１０^3・４．０×１０^3（２８－２４）／３６００＝１６００００×１０^6／３６００

から、

η_{th}＝（６６６３．８－６４．９）／１６００００＝０．０４１２

よって、実施例１のサイクル熱効率は、４．１２％である。

[0163] また、高温流体用ポンプの自己消費動力W_{PWS}は、第一の蒸気動力サイクル部における蒸発器の高温流体圧力損失dP_{E1}が、蒸発器の熱交換器性能実測値から、高温流体流速０．３４１ｍ／ｓ、流路長０．７０ｍで１１．０ｋＰａとなり、第二の蒸気動力サイクル部における蒸発器の高温流体圧力損失dP_{E2}が、蒸発器の熱交換器性能実測値から、高温流体流速０．３４１ｍ／ｓ、流路長０．７０ｍで１１．３ｋＰａとなることで、二段の蒸気動力サイクル部における蒸発器の高温流体圧力損失dP_Eが、$dP_E=dP_{E1}+dP_{E2}$＝１１．０＋１１．３＝２２．３［ｋＰａ］と算定されることにより、入熱量比の形で以下のように求められる。

$W_{PWS}/Q_E=G_{WS}/\rho_{WS}\cdot dP_E\cdot Q_E=G_{WS}/\rho_{WS}\cdot dP_E\cdot\{G_{WS}Cp_{WS}(T_{WS0}-T_{WSI})\}=dP_E/\{\rho_{WS}\cdot Cp_{WS}(T_{WS0}-T_{WSI})\}$＝２２．３×１０^3／｛１．０２３×１０^3・４．０×１０^3（２８－２４）｝

＝０．００１４

よって、高温流体用ポンプの自己消費動力（入熱量比）は、０．１４％となる。

[0164] また、低温流体用ポンプの自己消費動力W_{PCS}は、第一の蒸気動力サイクル部における凝縮器の低温流体圧力損失dP_{C1}が、凝縮器の熱交換器性能実測値から、低温流体流速０．４３０ｍ／ｓ、流路長０．７０ｍで１７．２ｋＰａと

なり、第二の蒸気動力サイクル部における凝縮器の低温流体圧力損失ｄP_{C2}が、凝縮器の熱交換器性能実測値から、低温流体流速０．４３０ｍ／ｓ、流路長０．７０ｍで１８．３ｋＰａとなることで、二段の蒸気動力サイクル部における凝縮器の低温流体圧力損失ｄP_Cが、ｄP_C＝ｄP_{C1}＋ｄP_{C2}＝１７．２＋１８．３＝３５．５［ｋＰａ］と算定されることにより、入熱量比の形で以下のように求められる。

$W_{PCS}／Q_E＝G_{CS}／\rho_{CS}$・ｄ$P_C$・$Q_E＝G_{CS}／\rho_{CS}$・ｄ$P_C$・｛$G_{WS}Cp_{WS}$（$T_{WSO}－T_{WSI}$）｝＝６３９０×$10^3$・３５．５×$10^3$／｛１．０２７×$10^3$・１００００×$10^3$・４．０×$10^3$（２８－２４）｝

＝０．００１４

よって、低温流体用ポンプの自己消費動力（入熱量比）は、０．１４％となる。

[0165] さらに、作動流体用ポンプのポンプ動力、すなわち、自己消費動力W_{PWF}を、入熱量比の形で求めると、

$W_{PWF}／Q_E＝（W_{PWF1}＋W_{PWF2}）／Q_E＝｛G_{WF1}（h_3－h_2）＋G_{WF2}（h_7－h_6）｝／｛G_{WS}Cp_{WS}（T_{WSO}－T_{WSI}）｝＝｛６５．２×10^3（３９９．６×10^3－３９９．１×10^3）／３６００＋６４．６×10^3（３８５．５×10^3－３８５．０×10^3）／３６００｝／｛１００００×10^3・４．０×10^3（２８－２４）／３６００｝$

＝０．０００３

よって、作動流体用ポンプの自己消費動力（入熱量比）は、０．０３％となる。

[0166] これらより、自己消費動力のタービン出力に対する割合は、

（$W_{PWS}＋W_{PCS}＋W_{PWF}$）／W_T

＝（０．００１４＋０．００１４＋０．０００３）／０．０４１６

＝０．０７５

すなわち、７．５％となる。

[0167] また、自己消費動力を考慮した熱効率は、

$\eta = \{W_T - (W_{PWS} + W_{PCS} + W_{PWF})\} / Q_E$

$= 0.0416 - (0.0014 + 0.0014 + 0.0003)$

$= 0.0384$

すなわち、３．８４％となる。

[0168] 一方、比較例としての各サイクルシステムについても、上記実施例の場合と同様の手順で、前記表１、表２で示された各条件値に基づき、サイクルの熱効率η_{th}、高温流体用ポンプの自己消費動力W_{PWS}、低温流体用ポンプの自己消費動力W_{PCS}、作動流体用ポンプの自己消費動力W_{PWF}、自己消費動力のタービン出力に対する割合、及び、自己消費動力を考慮した熱効率、を求めた。

[0169] ただし、比較例１の、従来のカウンタフロー型熱交換器を用いた単段の蒸気動力サイクル部における蒸発器の高温流体圧力損失dP_Eは、蒸発器の性能実測値から、高温流体流速０．６３７ｍ／ｓ、流路長１．８０ｍで３８．６ｋＰａとなり、これを用いて前記同様に高温流体用ポンプの自己消費動力W_{PWS}を求める。また、凝縮器の低温流体圧力損失dP_Cは、凝縮器の性能実測値から、低温流体流速０．５１７ｍ／ｓ、流路長１．２０ｍで２６．４ｋＰａとなり、これを用いて前記同様に低温流体用ポンプの自己消費動力W_{PCS}を求める。

[0170] さらに、比較例２の、従来のカウンタフロー型熱交換器を用いた二段の蒸気動力サイクル部における蒸発器の高温流体圧力損失dP_Eは、第一の蒸気動力サイクル部における蒸発器の高温流体圧力損失dP_{E1}が、蒸発器の性能実測値から、高温流体流速０．７７６ｍ／ｓ、流路長１．８０ｍで５１．７ｋＰａとなり、第二の蒸気動力サイクル部における蒸発器の高温流体圧力損失dP_{E2}が、蒸発器の性能実測値から、高温流体流速０．７７６ｍ／ｓ、流路長１．８０ｍで５２．７ｋＰａとなることで、高温流体圧力損失dP_Eが、$dP_E = dP_{E1} + dP_{E2} = 51.7 + 52.7 = 104.4$［ｋＰａ］と算定され、これを用いて前記同様に高温流体用ポンプの自己消費動力W_{PWS}を求める。同じく、二段の蒸気動力サイクル部における凝縮器の低温流体圧力損失dP_Cは、第一の蒸気動力サイクル部における凝縮器の低温流体圧力損失dP_{C1}が、凝縮器

の性能実測値から、低温流体流速０．９４０ｍ／ｓ、流路長１．２０ｍで５９．４ｋＰａとなり、第二の蒸気動力サイクル部における凝縮器の低温流体圧力損失ｄP_{C2}が、凝縮器の性能実測値から、低温流体流速０．９４０ｍ／ｓ、流路長１．２０ｍで６２．２ｋＰａとなることで、低温流体圧力損失ｄP_Cが、ｄP_C＝ｄP_{C1}＋ｄP_{C2}＝５９．４＋６２．２＝１２１．６［ｋＰａ］と算定され、これを用いて前記同様に低温流体用ポンプの自己消費動力W_{PCS}を求める。

[0171] 加えて、比較例３の、実施例と同じ蒸気動力サイクル部を単段構成としたシステムにおける蒸発器の高温流体圧力損失ｄP_Eは、蒸発器の性能実測値から、高温流体流速０．２２１ｍ／ｓ、流路長０．７０ｍで６．２ｋＰａとなり、これを用いて前記同様に高温流体用ポンプの自己消費動力W_{PWS}を求める。また、凝縮器の低温流体圧力損失ｄP_Cは、凝縮器の性能実測値から、低温流体流速０．２２３ｍ／ｓ、流路長０．７０ｍで７．５ｋＰａとなり、これを用いて前記同様に低温流体用ポンプの自己消費動力W_{PCS}を求める。

[0172] こうして、前記実施例及び比較例について、熱効率その他の値を算出した結果を前記表１、表２に前記各条件値と合わせて示す。

これら表１及び表２の算出結果より、実施例１の蒸気動力サイクルシステムでは、高温流体や低温流体のポンプにおける自己消費動力が比較例２に比べて小さなものとなっており、二つの蒸気動力サイクル部における蒸発器や凝縮器としてそれぞれクロスフロー型の熱交換器を用いると共に、蒸発器同士や凝縮器同士を適切に並べて配置することで、圧力損失が低下していることが明らかとなっている。また、これにより、実施例１の場合における、自己消費動力を考慮した熱効率は、各比較例のものより向上しており、複数段化による効率向上を、熱交換器等の改良により現実的なものとしていることがわかる。

[0173] 以上から、実施例１の蒸気動力サイクルシステムは、現実的な条件下で、従来の熱交換器を蒸発器及び凝縮器として用いたランキンサイクルによるシステムより、優れた効率を得られており、クロスフロー型熱交換器を採用し

た蒸気動力サイクル部を複数段化することで、熱源である高温流体と低温流体の温度差をより有効に利用できることは明らかである。

[0174] （実施例２）

続いて、実施例２として、前記第２の実施形態同様の蒸気動力サイクルシステム、すなわち、図９に示すように、蒸気動力サイクル部を二段構成として、高温流体を各蒸気動力サイクル部の蒸発器に連続して流すと共に、低温流体を各蒸気動力サイクル部の凝縮器に連続して流し、これら高温流体や低温流体を各蒸気動力サイクル部で作動流体と熱交換することに加え、第一の蒸気動力サイクル部１０におけるタービン出口から凝縮器に向う作動流体と、第二の蒸気動力サイクル部２０におけるポンプ出口から蒸発器に向う作動流体とを、予熱用熱交換器４１で熱交換させるものについて、熱効率等の値を算出した。計算にあたっては、図９中に示したように、サイクルの各点（１－９－２－３－４、５－６－７－１０－８）における作動流体の圧力や温度等の状態を示す各種物性値を、蒸発器や凝縮器等の熱交換器の伝熱性能、熱源となる高温流体や低温流体の温度条件等、現実の環境に基づく仮定値を用いて算出した上で、サイクルの熱効率等の各値を計算して求めることとなる。

[0175] この実施例２の蒸気動力サイクルに係る主要な条件としては、各蒸気動力サイクル部の作動流体にペンタンを用い、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１における高温流体側の入口温度T_{WSI}は２８℃、出口温度T_{WSM}は２６℃とし、これと熱交換する作動流体の蒸発器出口（点４）温度T_4は２４℃に設定した。また、第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器２１における高温流体側の入口温度T_{WSM}は２６℃、出口温度T_{WSO}は２４℃とし、これと熱交換する作動流体の蒸発器出口（点８）温度T_8は２２℃に設定した。

[0176] 一方、第二の蒸気動力サイクル部２０の凝縮器２３における低温流体側の入口温度T_{CSI}は４℃、出口温度T_{CSM}は７℃とし、これと熱交換する作動流体の凝縮器出口（点６）温度T_6は９℃に設定した。さらに、第一の蒸気動力サイクル部１０の凝縮器１３における低温流体側の入口温度T_{CSM}は７℃、出口温度

T_{CS0}は１０℃とし、これと熱交換する作動流体の凝縮器出口（点２）温度T_2は１２℃に設定した。

[0177] また、予熱用熱交換器４１における第一の蒸気動力サイクル部１０側の作動流体の入口温度T_1は１３．８℃、出口温度T_9は１２℃とし、これと熱交換する第二の蒸気動力サイクル部２０側の作動流体の入口温度T_7は９．０℃、出口温度T_{10}は１３．６℃に設定した。

[0178] さらに、第一の蒸気動力サイクル部１０の作動流体の流量G_{WF1}は、２０３ｔ／ｈとしている。そして、第二の蒸気動力サイクル部２０の作動流体の流量G_{WF2}は、２０６ｔ／ｈとしている。さらに、高温流体の流量G_{WS}は、１０００００ｔ／ｈとし、低温流体の流量G_{CS}は、６３９０ｔ／ｈとしている。

[0179] こうした蒸気動力サイクルの各点（１－９－２－３－４、５－６－７－１０－８）における作動流体の圧力Ｐ、温度Ｔ、比エンタルピーｈ等の各条件値を表３に示す。

[0180] [表3]

項目			単位	比較例4				実施例2			
システム構成				熱回収なし				熱回収あり			
熱源条件											
	高温流体	入口温度T_{WSI}	℃	28.0				28.0			
		中間温度T_{WSM}	℃	26.0				26.0			
		出口温度T_{WSO}	℃	24.0				24.0			
		比熱Cp_{WS}	kJ/kgK	4.0				4.0			
		流量G_{WS}	t/h	10000				10000			
	低温流体	入口温度T_{CSI}	℃	4.0				4.0			
		中間温度T_{CSM}	℃	7.0				7.0			
		出口温度T_{CSO}	℃	10.0				10.0			
		比熱Cp_{CS}	kJ/kgK	4.0				4.0			
		流量G_{CS}	t/h	6400				6390			
サイクル				2段ランキン				2段ランキン			
作動流体条件											
	物質			ペンタン				ペンタン			
	各部温度・比エンタルピ			P (MPaA)	T (℃)	H (kJ/kgK)	S (kJ/kg)	P (MPaA)	T (℃)	H (kJ/kgK)	S (kJ/kg)
		1		0.041	13.8	323.4	1.142	0.041	13.8	323.4	1.142
		2		0.041	12.0	-55.7	-0.187	0.041	12.0	-55.7	-0.187
		3		0.066	12.0	-55.6	-0.187	0.066	12.0	-55.6	-0.187
		4		0.066	24.0	338.8	1.142	0.066	24.0	338.8	1.142
		5		0.036	10.8	318.8	1.140	0.036	10.8	318.8	1.140
		6		0.061	9.0	-62.4	-0.211	0.061	9.0	-62.4	-0.211
		7		0.061	9.0	-62.4	-0.211	0.061	9.0	-62.4	-0.211
		8		0.061	22.0	335.7	1.140	0.061	22.0	335.7	1.140
		9		－	－	－	－	0.061	12.0	313.1	1.106
		10		－	－	－	－	0.061	13.6	-52.1	-0.175
	流量	高温側G_{WF1}	t/h	203				203			
		低温側G_{WF2}	t/h	201				206			
サイクルの熱効率〈（タービン出力W_T－作動流体ポンプ消費動力W_{PWF}）／入熱量Q_E〉			%	**4.07**				**4.13**			

[0181] また、比較例として、予熱用熱交換器による熱回収を行わない、前記実施

例１と同様の二段構成の蒸気動力サイクルシステム（比較例４）についても、前記実施例２と同様に、図１中に示したサイクルの各点（１～４、５～８）における作動流体の温度等の状態を求めて、さらにサイクルの熱効率を得る。

[0182] なお、この比較例４の場合で用いる高温流体や低温流体の温度条件、作動流体のサイクル各点での温度については、予熱用熱交換器を使用しない関係で、第一の蒸気動力サイクル部１０の作動流体の凝縮器入口温度を、タービン出口温度T_1と同じ１３．８℃、第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器入口温度を、ポンプ出口温度T_7と同じ９．０℃に設定している他は、前記実施例２の本発明に係る装置の設定値と同じである。

この比較例４のサイクル各点における条件値についても、前記表３に実施例２の場合の各値と合わせて示している。

[0183] 前記表３で示された熱源の各流体や作動流体の条件値から、実施例２のサイクルの熱効率η_{th}は、

$\eta_{th}=(W_T-W_{PWF})/Q_E=\{(W_{T1}+W_{T2})-(W_{PWF1}+W_{PWF2})\}/(Q_{E1}+Q_{E2})$

ここで、タービン出力$W_T=W_{T1}+W_{T2}=G_{WF1}(h_4-h_1)+G_{WF2}(h_8-h_5)=203\times10^3(338.8\times10^3-323.4\times10^3)/3600+206\times10^3(335.7\times10^3-318.8\times10^3)/3600=6607.6\times10^6/3600$

また、ポンプ動力$W_{PWF}=W_{PWF1}+W_{PWF2}=G_{WF1}(h_3-h_2)+G_{WF2}(h_7-h_6)=203\times10^3(-55.6\times10^3+55.7\times10^3)/3600+206\times10^3(-62.4\times10^3+62.4\times10^3)/3600=20.3\times10^6/3600$

さらに、蒸発器熱交換量$Q_E=Q_{E1}+Q_{E2}=G_{WS}Cp_{WS}(T_{WSM}-T_{WSI})+G_{WS}Cp_{WS}(T_{WSO}-T_{WSM})=G_{WS}Cp_{WS}(T_{WSO}-T_{WSI})=10000\times10^3\cdot4.0\times10^3(28-24)/3600=160000\times10^6/3600$

から、

η_{th}＝（６６０７．８－２０．３）／１６００００＝０．０４１３

よって、実施例２のサイクル熱効率は、４．１３％である。

[0184] これに対し、比較例４としてのサイクルシステムの熱効率η_{th}は、

$\eta_{th}=(W_T-W_{PWF})/Q_E=\{(W_{T1}+W_{T2})-(W_{PWF1}+W_{PWF2})\}/(Q_{E1}+Q_{E2})$

ここで、タービン出力$W_T=W_{T1}+W_{T2}=G_{WF1}(h_4-h_1)+G_{WF2}(h_8-h_5)$＝２０３×$10^3$（３３８．８×$10^3$－３２３．４×$10^3$）／３６００＋２０１×$10^3$（３３５．７×$10^3$－３１８．８×$10^3$）／３６００＝６５２３．１×$10^6$／３６００

また、ポンプ動力$W_{PWF}=W_{PWF1}+W_{PWF2}=G_{WF1}(h_3-h_2)+G_{WF2}(h_7-h_6)$＝２０３×$10^3$（－５５．６×$10^3$＋５５．７×$10^3$）／３６００＋２０１×$10^3$（－６２．４×$10^3$＋６２．４×$10^3$）／３６００＝２０．３×$10^6$／３６００

さらに、蒸発器熱交換量$Q_E=Q_{E1}+Q_{E2}=G_{WS}Cp_{WS}(T_{WSM}-T_{WSI})+G_{WS}Cp_{WS}(T_{WSO}-T_{WSM})=G_{WS}Cp_{WS}(T_{WSO}-T_{WSI})$＝１００００×$10^3$・４．０×$10^3$（２８－２４）／３６００＝１６００００×$10^6$／３６００

から、

η_{th}＝（６５２３．１－２０．３）／１６００００＝０．０４０７

よって、比較例４のサイクル熱効率は、４．０７％である。

[0185] 以上から、実施例２の蒸気動力サイクルシステムは、予熱用熱交換器を使用して熱回収を行うことで、比較例４の予熱用熱交換器を使用しない二段構成の場合より優れた熱効率の値が得られており、予熱用熱交換器を使用することで、熱源である高温流体と低温流体の温度差をより有効に利用できることがわかる。

[0186]（実施例３）

次に、実施例３として、前記第３の実施形態同様の蒸気動力サイクルシステム、すなわち、図１３に示すように、蒸気動力サイクル部を二段構成とすることに加え、各蒸気動力サイクル部が気液分離器を有して、蒸発器を出た

作動流体を気相分と液相分とに分離し、気相の作動流体をタービンに向わせる一方、液相の作動流体を蒸発器入口側に向わせるものについて、蒸発器の性能に係る各値を算出した。計算にあたっては、図１３中に示したように、サイクルの各点（１－２－３－１１－１２－４・１３、５－６－７－１４－１５－８・１６）における作動流体の圧力や温度等の状態を示す各種物性値を、蒸発器や凝縮器等の熱交換器の伝熱性能、熱源となる高温流体や低温流体の温度条件等、現実の環境に基づく仮定値を用いて算出した上で、サイクルにおける蒸発器の性能値を計算して求めることとなる。

[0187] この実施例３の蒸気動力サイクルに係る主要な条件としては、各蒸気動力サイクル部の作動流体にアンモニアを用い、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１における高温流体側の入口温度T_{WSI}は２８℃、出口温度T_{WSM}は２６℃とし、第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器２１における高温流体側の入口温度T_{WSM}は２６℃、出口温度T_{WSO}は２４℃とした。

[0188] 一方、第二の蒸気動力サイクル部２０の凝縮器２３における低温流体側の入口温度T_{CSI}は４℃、出口温度T_{CSM}は７℃とし、これと熱交換する作動流体の凝縮器出口（点６）温度T_6は９℃に設定した。さらに、第一の蒸気動力サイクル部１０の凝縮器１３における低温流体側の入口温度T_{CSM}は７℃、出口温度T_{CSO}は１０℃とし、これと熱交換する作動流体の凝縮器出口（点２）温度T_2は１２℃に設定した。

[0189] また、この実施例３の場合、気液分離器を設ける関係で、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１における作動流体側の入口（点１１）温度T_{11}は１５．５℃、出口（点１２）温度T_{12}は２４℃とし、気液分離器から蒸発器入口に向う作動流体の温度T_{13}は２４℃に設定した。さらに、第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器２１における作動流体側の入口（点１４）温度T_{14}は１２．８℃、出口（点１５）温度T_{15}は２２℃とし、気液分離器から蒸発器入口に向う作動流体の温度T_{16}は２２℃に設定した。

さらに、各蒸気動力サイクル部で気液分離器からタービンに向う作動流体の乾き度を０．６としている。

[0190] こうした実施例３のサイクルシステムの各点（１－２－３－１１－１２－４・１３、５－６－７－１４－１５－８・１６）における作動流体の圧力Ｐ、温度Ｔ、比エンタルピーｈ等の各条件値を表４に示す。

[0191] [表4]

項目			単位	実施例3			
システム構成				気液分離による乾き度操作あり			
熱源条件							
	高温流体	入口温度T_{WSI}	℃	28.0			
		中間温度T_{WSM}	℃	26.0			
		出口温度T_{WSO}	℃	24.0			
		比熱Cp_{WS}	kJ/kgK	4.0			
		流量G_{WS}	t/h	10000			
	低温流体	入口温度T_{CSI}	℃	4.0			
		中間温度T_{CSM}	℃	7.0			
		出口温度T_{CSO}	℃	10.0			
		比熱Cp_{CS}	kJ/kgK	4.0			
		流量G_{CS}	t/h	6400			
サイクル				2段ランキン			
作動流体条件							
	物質			アンモニア			
	各部温度・比エンタルピ			P (MPaA)	T (℃)	H (kJ/kgK)	S (kJ/kg)
		1		0.659	12.0	1577.1	5.802
		2		0.659	12.0	399.1	1.671
		3		0.973	12.1	399.6	1.671
		4		0.973	24.0	1626.0	5.802
		5		0.594	9.0	1570.9	5.824
		6		0.594	9.0	385.0	1.622
		7		0.914	9.1	385.5	1.622
		8		0.914	22.0	1624.7	5.824
		11		0.973	15.5	415.7	1.727
		12		0.973	24.0	1158.0	5.959
		13		0.973	24.0	456.0	1.865
		14		0.914	12.8	403.0	1.683
		15		0.914	22.0	1153.4	5.687
		16		0.914	22.0	446.5	1.833
	流量	高温側G_{WF1}	t/h	65.2			
		低温側G_{WF2}	t/h	64.6			
蒸発器性能							
	高温流体			海水			
	蒸発器出口の作動流体乾き度		kg/kg	0.6			
	高温流体と作動媒体との流量比		kg/kg	93：1			
	代表流量（質量流束）	高温流体側	m/s	0.530			
		作動流体側	kg/m^2s	16.0			
	熱伝達係数	高温流体側	W/m^2K	9,460			
		作動流体側	W/m^2K	**10,300**			
	総括熱伝達係数		W/m^2K	**3,660**			

[0192] また、比較例として、気液分離器による気液分離を行わない、前記実施例１と同じ蒸気動力サイクル部を単段構成としたもの（比較例５）、及び、前記実施例１とした二段構成の蒸気動力サイクルシステム（比較例６）につい

ても、前記実施例３と同様に、サイクルの各点における作動流体の圧力や温度等の状態を求めて、さらに、蒸発器の熱伝達係数等を得る。

[0193] なお、高温流体や低温流体の流量や温度条件については、前記本発明に係る装置の設定値と同じである。

こうした比較例のサイクル各点における条件値についても、実施例３の場合と同様にして、表５に示す。

[0194] [表5]

項目			単位	比較例5				比較例6			
システム構成				気液分離による乾き度操作なし				気液分離による乾き度操作なし			
熱源条件											
	高温流体	入口温度T_{WSI}	℃	28.0				28.0			
		中間温度T_{WSM}	℃	−				26.0			
		出口温度T_{WSO}	℃	24.0				24.0			
		比熱Cp_{WS}	kJ/kgK	4.0				4.0			
		流量G_{WS}	t/h	10000				10000			
	低温流体	入口温度T_{CSI}	℃	4.0				4.0			
		中間温度T_{CSM}	℃	−				7.0			
		出口温度T_{CSO}	℃	10.0				10.0			
		比熱Cp_{CS}	kJ/kgK	4.0				4.0			
		流量G_{CS}	t/h	6400				6400			
サイクル				単段ランキン				2段ランキン			
作動流体条件											
	物質			アンモニア				アンモニア			
	各部温度・比エンタルピ			P (MPaA)	T (℃)	H (kJ/kgK)	S (kJ/kg)	P (MPaA)	T (℃)	H (kJ/kgK)	S (kJ/kg)
		1		0.659	12.0	1583.5	5.824	0.659	12.0	1577.1	5.802
		2		0.659	12.0	399.1	1.671	0.659	12.0	399.1	1.671
		3		0.914	12.1	399.5	1.671	0.973	12.1	399.6	1.671
		4		0.914	22.0	1624.7	5.824	0.973	24.0	1626.0	5.802
		5		−	−	−	−	0.594	9.0	1570.9	5.824
		6		−	−	−	−	0.594	9.0	385.0	1.622
		7		−	−	−	−	0.914	9.1	385.5	1.622
		8		−	−	−	−	0.914	22.0	1624.7	5.824
		11		−	−	−	−	−	−	−	−
		12		−	−	−	−	−	−	−	−
		13		−	−	−	−	−	−	−	−
		14		−	−	−	−	−	−	−	−
		15		−	−	−	−	−	−	−	−
		16		−	−	−	−	−	−	−	−
	流量	高温側G_{WF1}	t/h	131.0				65.2			
		低温側G_{WF2}	t/h	−				64.6			
蒸発器性能											
	高温流体			海水				海水			
	蒸発器出口の作動流体乾き度		kg/kg	≒1				≒1			
	高温流体と作動媒体との流量比		kg/kg	77：1				154：1			
	代表流量（質量流束）	高温流体側	m/s	0.221				0.342			
		作動流体側	kg/m^2s	9.86				7.70			
	熱伝達係数	高温流体側	W/m^2K	5,460				7,340			
		作動流体側	W/m^2K	**3,830**				**3,190**			
	総括熱伝達係数		W/m^2K	**1,940**				**1,920**			

[0195] 前記表４で示された熱源の各流体や作動流体の条件値から、実施例３における、蒸発器での高温流体と作動媒体との流量比G_{WS}：G_{WF1}は、

$G_{WS}／G_{WF1}＝G_{WS}（h_{12}－h_{11}）／Q_{E1}＝（h_{12}－h_{11}）／Cp_{WS}（T_{WSM}－T_{WSI}）$

$＝（1158.0\times10^{3}－415.7\times10^{3}）／4.0\times10^{3}（26－24$

)

＝９３

よって、G_{WS}：G_{WF1}＝９３：１

である。

[0196] この実施例３の蒸発器における高温流体側の熱伝達係数は、第一と第二の各蒸気動力サイクル部のいずれにおいても、蒸発器の熱交換器性能実測値から、高温流体流速０．５３０ｍ／ｓ、作動流体側の質量流束１６．０ｋｇ／m^2ｓの場合で、９４６０Ｗ／m^2Ｋとなり、また、同様に、作動流体側の熱伝達係数は、１０３００Ｗ／m^2Ｋとなる。これらの値と、蒸発器の高温流体と作動流体とを隔てる熱交換用プレートの熱伝導率等の性能値や汚れ係数等の条件値に基づき、蒸発器の総括熱伝達係数は、３６６０Ｗ／m^2Ｋとなる。

[0197] 一方、前記表５で示された熱源の各流体や作動流体の条件値から、比較例５としての単段構成のシステムにおける、高温流体と作動媒体との流量比G_{WS}：G_{WF1}は、

G_{WS}／G_{WF1}＝G_{WS}（h_4-h_3）／Q_{E1}＝（h_4-h_3）／Cp_{WS}（$T_{WSO}-T_{WSI}$）

＝（１６２４．７×10^3－３９９．５×10^3）／４．０×10^3（２８－２４）

＝７７

よって、G_{WS}：G_{WF1}＝７７：１

である。

[0198] この比較例５の蒸発器における高温流体側の熱伝達係数は、蒸発器の熱交換器性能実測値から、高温流体流速０．２２１ｍ／ｓ、作動流体側の質量流束９．８６ｋｇ／m^2ｓの場合で、５４６０Ｗ／m^2Ｋとなり、また、同様に、作動流体側の熱伝達係数は、３８３０Ｗ／m^2Ｋとなる。これらの値と、蒸発器の高温流体と作動流体とを隔てる熱交換用プレートの熱伝導率等の性能値や汚れ係数等の条件値に基づき、蒸発器の総括熱伝達係数は、１９４０Ｗ／m^2Ｋとなる。

[0199] さらに、前記表５で示された熱源の各流体や作動流体の条件値から、比較

例６としての二段構成のシステムにおける、高温流体と作動媒体との流量比G_{WS}：G_{WF1}は、

$G_{WS}／G_{WF1}＝G_{WS}（h_4－h_3）／Q_{E1}＝（h_4－h_3）／Cp_{WS}（T_{WSO}－T_{WSI}）$

＝（１６２６．０×１０^3－３９９．６×１０^3）／４．０×１０^3（２６－２４）

＝１５４

よって、G_{WS}：G_{WF1}＝１５４：１

である。

[0200] この比較例６の蒸発器における高温流体側の熱伝達係数は、第一と第二の各蒸気動力サイクル部のいずれにおいても、蒸発器の熱交換器性能実測値から、高温流体流速０．３４２ｍ／ｓ、作動流体側の質量流束７．７０ｋｇ／ｍ^{2}ｓの場合で、７３４０Ｗ／ｍ^{2}Ｋとなり、また、同様に、作動流体側の熱伝達係数は、３１９０Ｗ／ｍ^{2}Ｋとなる。これらの値と、蒸発器の高温流体と作動流体とを隔てる熱交換用プレートの熱伝導率等の性能値や汚れ係数等の条件値に基づき、蒸発器の総括熱伝達係数は、１９２０Ｗ／ｍ^{2}Ｋとなる。

[0201] こうして、前記実施例及び比較例について、流量比や熱伝達係数の値を算出した結果を、前記表４、表５に前記各条件値と合わせて示す。

これら算出結果から、実施例３の蒸気動力サイクルシステムは、気液分離器を使用して気液分離を行い、乾き度調整を行うことで、気液分離器を使用しない各比較例の構成の場合より、蒸発器の熱伝達係数、特に作動流体側の熱伝達係数を大きくすることができ、蒸発器の性能を示す総括熱伝達係数が向上している。こうして、複数段構成の蒸気動力サイクル部で、さらに気液分離器を使用することで、蒸発器をより有効に利用して、熱伝達における損失を抑えられることがわかる。

[0202]（実施例４）

また、実施例４として、前記第４の実施形態同様の蒸気動力サイクルシステム、すなわち、図１６に示すように、前記実施例３と同様に蒸気動力サイクル部を二段構成とし、各蒸気動力サイクル部が気液分離器を有するのに加

えて、第二の蒸気動力サイクル部における気相分離器で分離された後の液相の作動流体と、第一の蒸気動力サイクル部におけるポンプ出口から蒸発器に向う液相の作動流体とを再生熱交換器で熱交換させるものについて、サイクルの熱効率を算出した。計算にあたっては、図１６中に示したように、サイクルの各点（１－２－３－１７－１１－１２－４・１３、５－６－７－１４－１５－８・１６－１８）における作動流体の圧力や温度等の状態を示す各種物性値を、蒸発器や凝縮器等の熱交換器の伝熱性能、熱源となる高温流体や低温流体の温度条件等、現実の環境に基づく仮定値を用いて算出した上で、サイクルの熱効率等の各値を計算して求めることとなる。

[0203] この実施例４の蒸気動力サイクルに係る主要な条件としては、各蒸気動力サイクル部の作動流体にアンモニアを用い、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１における高温流体側の入口温度T_{WSI}は２８℃、出口温度T_{WSM}は２６℃とし、第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器２１における高温流体側の入口温度T_{WSM}は２６℃、出口温度T_{WSO}は２４℃とした。

[0204] 一方、第二の蒸気動力サイクル部２０の凝縮器２３における低温流体側の入口温度T_{CSI}は４℃、出口温度T_{CSM}は７℃とし、これと熱交換する作動流体の凝縮器出口（点６）温度T_6は９℃に設定した。さらに、第一の蒸気動力サイクル部１０の凝縮器１３における低温流体側の入口温度T_{CSM}は７℃、出口温度T_{CSO}は１０℃とし、これと熱交換する作動流体の凝縮器出口（点２）温度T_2は１２℃に設定した。

[0205] また、この実施例４の場合、再生熱交換器を設ける関係で、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１における作動流体側の入口温度は１８．１℃、出口温度は２４℃とし、気液分離器から蒸発器入口に向う作動流体の温度は２４℃に設定した。さらに、第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器２１における作動流体側の入口温度は１０．２℃、出口温度は２２℃とし、気液分離器から蒸発器入口に向う作動流体の温度は２２℃に設定した。

さらに、各蒸気動力サイクル部で気液分離器からタービンに向う作動流体の乾き度を０．６としている。

[0206] こうした実施例４のサイクルシステムの各点（１－２－３－１７－１１－１２－４・１３、５－６－７－１４－１５－８・１６－１８）における作動流体の圧力Ｐ、温度Ｔ、比エンタルピーｈ等の各条件値を表６に示す。

[0207] [表6]

項目			単位	比較例7				実施例4			
システム構成				熱回収なし（＝実施例3）				熱回収あり			
熱源条件											
	高温流体	入口温度T_{WSI}	℃	28.0				28.0			
		中間温度T_{WSM}	℃	26.0				26.0			
		出口温度T_{WSO}	℃	24.0				24.0			
		比熱Cp_{WS}	kJ/kgK	4.0				4.0			
		流量G_{WS}	t/h	10000				10000			
	低温流体	入口温度T_{CSI}	℃	4.0				4.0			
		中間温度T_{CSM}	℃	7.0				7.0			
		出口温度T_{CSO}	℃	10.0				10.0			
		比熱Cp_{CS}	kJ/kgK	4.0				4.0			
		流量G_{CS}	t/h	6400				6400			
サイクル				2段ランキン				2段ランキン			
作動流体条件											
	物質			アンモニア				アンモニア			
	各部温度・比エンタルピ			P (MPaA)	T (℃)	H (kJ/kgK)	S (kJ/kg)	P (MPaA)	T (℃)	H (kJ/kgK)	S (kJ/kg)
		1		0.659	12.0	1577.1	5.802	0.659	12.0	1577.1	5.802
		2		0.659	12.0	399.1	1.671	0.659	12.0	399.1	1.671
		3		0.973	12.1	399.6	1.671	0.973	12.1	399.6	1.671
		4		0.973	24.0	1626.0	5.802	0.973	24.0	1626.0	5.802
		5		0.594	9.0	1570.9	5.824	0.594	9.0	1570.9	5.824
		6		0.594	9.0	385.0	1.622	0.594	9.0	385.0	1.622
		7		0.914	9.1	385.5	1.622	0.914	9.1	385.5	1.622
		8		0.914	22.0	1624.7	5.824	0.914	22.0	1624.7	5.824
		11		0.973	15.5	415.7	1.727	0.973	18.1	427.8	1.769
		12		0.973	24.0	1158.0	5.959	0.973	24.0	1158.0	5.959
		13		0.973	24.0	456.0	1.865	0.973	24.0	456.0	1.865
		14		0.914	12.8	403.0	1.683	0.914	10.2	390.9	1.640
		15		0.914	22.0	1153.4	5.687	0.914	22.0	1153.4	5.687
		16		0.914	22.0	446.5	1.833	0.914	22.0	446.5	1.833
		17		－	－	－	－	0.973	15.7	416.5	1.730
		18		－	－	－	－	0.914	13.1	404.3	1.687
	流量	高温側G_{WF1}	t/h	65.2				66.3			
		低温側G_{WF2}	t/h	64.6				63.6			
	蒸発器出口の作動流体乾き度		kg/kg	0.6				0.6			
サイクルの熱効率（（タービン出力W_T－作動流体ポンプ消費動力W_{PWF}）／入熱量Q_E）			%	**4.12**				**4.13**			

[0208] また、比較例として、再生熱交換器による熱回収を行わない、前記実施例３と同様の二段構成の蒸気動力サイクルシステム（比較例７）についても、前記実施例４と同様に、サイクルの各点における作動流体の圧力や温度等の状態を求めて、さらにサイクルの熱効率を得る。

なお、高温流体や低温流体の流量や温度条件、蒸発器や凝縮器の熱伝達条件については、前記本発明に係る装置の設定値と同じである。

[0209] 異なる条件として、再生熱交換器を使用しない関係で、第一の蒸気動力サイクル部１０の蒸発器１１における作動流体側の入口温度は１５．５℃に設

定している。また、第二の蒸気動力サイクル部２０の蒸発器２１における作動流体側の入口温度は１２．８℃に設定している。

この比較例７のサイクル各点における条件値についても、前記表６に実施例４の場合の各値と合わせて示している。

[0210] 前記表６で示された熱源の各流体や作動流体の条件値から、実施例４のサイクルの熱効率η_{th}は、

$\eta_{th}=(W_T-W_{PWF})/Q_E=\{(W_{T1}+W_{T2})-(W_{PWF1}+W_{PWF2})\}/(Q_{E1}+Q_{E2})$

ここで、タービン出力$W_T=W_{T1}+W_{T2}=G_{WF1}(h_4-h_1)+G_{WF2}(h_8-h_5)=66.3\times10^3(1626.0\times10^3-1577.1\times10^3)/3600+63.6\times10^3(1624.7\times10^3-1570.9\times10^3)/3600=6670.4\times10^6/3600$

また、ポンプ動力$W_{PWF}=W_{PWF1}+W_{PWF2}=G_{WF1}(h_3-h_2)+G_{WF2}(h_7-h_6)=66.3\times10^3(399.6\times10^3-399.1\times10^3)/3600+63.6\times10^3(385.5\times10^3-385.0\times10^3)/3600=65.0\times10^6/3600$

さらに、蒸発器熱交換量$Q_E=Q_{E1}+Q_{E2}=G_{WS}Cp_{WS}(T_{WSM}-T_{WSI})+G_{WS}Cp_{WS}(T_{WS0}-T_{WSM})=G_{WS}Cp_{WS}(T_{WS0}-T_{WSI})=10000\times10^3\cdot4.0\times10^3(28-24)/3600=160000\times10^6/3600$

から、

$\eta_{th}=(6670.4-65.0)/160000=0.0413$

よって、実施例４のサイクル熱効率は、４．１３％である。

[0211] これに対し、比較例７としてのサイクルシステムの熱効率η_{th}は、

$\eta_{th}=(W_T-W_{PWF})/Q_E=\{(W_{T1}+W_{T2})-(W_{PWF1}+W_{PWF2})\}/(Q_{E1}+Q_{E2})$

ここで、タービン出力$W_T=W_{T1}+W_{T2}=G_{WF1}(h_4-h_1)+G_{WF2}(h_8-h_5)=65.2\times10^3(1626.0\times10^3-1577.1\times10^3)/3600+64.6\times10^3(1624.7\times10^3-1570.9\times10^3)/3600=$

６６６３．８×１０^{6}／３６００

また、ポンプ動力$W_{PWF}=W_{PWF1}+W_{PWF2}=G_{WF1}(h_3-h_2)+G_{WF2}(h_7-h_6)$＝６５．２×１０^{3}（３９９．６×１０^{3}－３９９．１×１０^{3}）／３６００＋６４．６×１０^{3}（３８５．５×１０^{3}－３８５．０×１０^{3}）／３６００＝６４．９×１０^{6}／３６００

さらに、蒸発器熱交換量$Q_E=Q_{E1}+Q_{E2}=G_{WS}Cp_{WS}(T_{WSM}-T_{WSI})+G_{WS}Cp_{WS}(T_{WSO}-T_{WSM})=G_{WS}Cp_{WS}(T_{WSO}-T_{WSI})$＝１００００×１０^{3}・４．０×１０^{3}（２８－２４）／３６００＝１６００００×１０^{6}／３６００

から、

η_{th}＝（６６６３．８－６４．９）／１６００００＝０．０４１２

よって、比較例７のサイクル熱効率は、４．１２％である。

[0212] 以上から、実施例４の蒸気動力サイクルシステムは、再生熱交換器を使用して作動流体の熱回収を行うことで、再生熱交換器を使用しない蒸気動力サイクル部の二段構成の場合より優れた熱効率を得られており、複数段構成の蒸気動力サイクル部で、それぞれ気液分離による乾き度調整に加えて、再生熱交換器を併用することで、熱源である高温流体と低温流体の温度差をより有効に利用して効率を高められることがわかる。

符号の説明

[0213]

１、２、３、４	蒸気動力サイクルシステム
１０、２０	蒸気動力サイクル部
１１、２１	蒸発器
１２、２２	タービン
１３、２３	凝縮器
１４、２４	ポンプ
１５、２５	気液分離器
１６、２６	補助ポンプ
３０	熱交換器本体
３０ａ	熱交換用プレート

３０ｂ	第一流路
３０ｃ	第二流路
３０ｄ	フランジ
３１ａ、３１ｂ	管路
３２	隔壁
３２ａ	貫通孔
３３	チャンバ
３４、３５、３９	領域
３６	区画壁
３７、３８	ポンプ
４１、４３	予熱用熱交換器
４２、４４	再生熱交換器
５１、５２	発電機
６０	シェル
６１	管路

請求の範囲

［請求項1］ 作動流体を液相の状態で所定の高温流体と熱交換させ、前記作動流体を蒸発させる蒸発器と、前記蒸発器で得られた気相の作動流体を導入されて作動流体の保有する熱エネルギを動力に変換する膨張機と、当該膨張機を出た気相の作動流体を所定の低温流体と熱交換させ、凝縮させる凝縮器と、当該凝縮器を出た液相の作動流体を前記蒸発器へ向けて圧送するポンプとを少なくとも有する、蒸気動力サイクル部を複数備え、

当該複数の蒸気動力サイクル部が、各々の蒸発器における高温流体の流路同士を直列に相互接続されると共に、各々の凝縮器における低温流体の流路同士を直列に相互接続され、且つ、高温流体と低温流体の流通に係る各蒸気動力サイクル部の順序が高温流体の場合と低温流体の場合とで互いに逆順又は同順となる接続設定とされてなり、

前記各蒸気動力サイクル部の蒸発器が、作動流体の流れ方向と高温流体の流れ方向とが直交するクロスフロー型熱交換器とされると共に、高温流体側の流路断面積が作動流体側に比べ大きく、且つ高温流体側の流路長が作動流体側に比べて短い熱交換器形状とされてなり、蒸発器同士を高温流体の流れ方向に並べた配置としてそれぞれ配設され、

前記各蒸気動力サイクル部の凝縮器が、作動流体の流れ方向と低温流体の流れ方向とが直交するクロスフロー型熱交換器とされると共に、低温流体側の流路断面積が作動流体側に比べ大きく、且つ低温流体側の流路長が作動流体側に比べて短い熱交換器形状とされてなり、凝縮器同士を低温流体の流れ方向に並べた配置としてそれぞれ配設されることを

特徴とする蒸気動力サイクルシステム。

［請求項2］ 作動流体を液相の状態で所定の高温流体と熱交換させ、前記作動流体を蒸発させる蒸発器と、前記蒸発器で得られた気相の作動流体を導

入されて作動流体の保有する熱エネルギを動力に変換する膨張機と、当該膨張機を出た気相の作動流体を所定の低温流体と熱交換させ、凝縮させる凝縮器と、当該凝縮器を出た液相の作動流体を前記蒸発器へ向けて圧送するポンプとを少なくとも有する、蒸気動力サイクル部を複数備え、

当該複数の蒸気動力サイクル部が、各々の蒸発器における高温流体の流路同士を直列に相互接続されると共に、各々の凝縮器における低温流体の流路同士を直列に相互接続され、且つ、高温流体と低温流体の流通に係る各蒸気動力サイクル部の順序が高温流体の場合と低温流体の場合とで互いに逆順又は同順となる接続設定とされてなり、

一の蒸気動力サイクル部における膨張機出口から凝縮器に向う作動流体を、他の蒸気動力サイクル部におけるポンプ出口から蒸発器に向う作動流体と熱交換させる、予熱用熱交換器が配設されることを

特徴とする蒸気動力サイクルシステム。

[請求項3] 作動流体を液相の状態で所定の高温流体と熱交換させ、前記作動流体を蒸発させる蒸発器と、前記蒸発器で得られた気相の作動流体を導入されて作動流体の保有する熱エネルギを動力に変換する膨張機と、当該膨張機を出た気相の作動流体を所定の低温流体と熱交換させ、凝縮させる凝縮器と、当該凝縮器を出た液相の作動流体を前記蒸発器へ向けて圧送するポンプとを少なくとも有する、蒸気動力サイクル部を複数備え、

当該複数の蒸気動力サイクル部が、各々の蒸発器における高温流体の流路同士を直列に相互接続されると共に、各々の凝縮器における低温流体の流路同士を直列に相互接続され、且つ、高温流体と低温流体の流通に係る各蒸気動力サイクル部の順序が高温流体の場合と低温流体の場合とで互いに逆順又は同順となる接続設定とされてなり、

前記各蒸気動力サイクル部が、前記蒸発器と膨張機との間の作動流体流路に、前記蒸発器を出た作動流体を気相分と液相分とに分離し、

気相の作動流体を膨張機に向わせる一方、液相の作動流体を蒸発器の入口側に向わせる気液分離器を有することを

特徴とする蒸気動力サイクルシステム。

[請求項4] 前記請求項１に記載の蒸気動力サイクルシステムにおいて、

一の蒸気動力サイクル部における膨張機出口から凝縮器に向う作動流体を、他の蒸気動力サイクル部におけるポンプ出口から蒸発器に向う作動流体と熱交換させる、予熱用熱交換器が配設されることを

特徴とする蒸気動力サイクルシステム。

[請求項5] 前記請求項１、２、４のいずれかに記載の蒸気動力サイクルシステムにおいて、

前記各蒸気動力サイクル部が、前記蒸発器と膨張機との間の作動流体流路に、前記蒸発器を出た作動流体を気相分と液相分とに分離し、気相の作動流体を膨張機に向わせる一方、液相の作動流体を蒸発器の入口側に向わせる気液分離器を有することを

特徴とする蒸気動力サイクルシステム。

[請求項6] 前記請求項３又は５に記載の蒸気動力サイクルシステムにおいて、

所定の蒸気動力サイクル部における気液分離器から蒸発器の入口側に向う液相作動流体を、前記所定の蒸気動力サイクル部とは別の蒸気動力サイクル部におけるポンプ出口から蒸発器に向う作動流体と熱交換させる、再生熱交換器が配設されることを

特徴とする蒸気動力サイクルシステム。

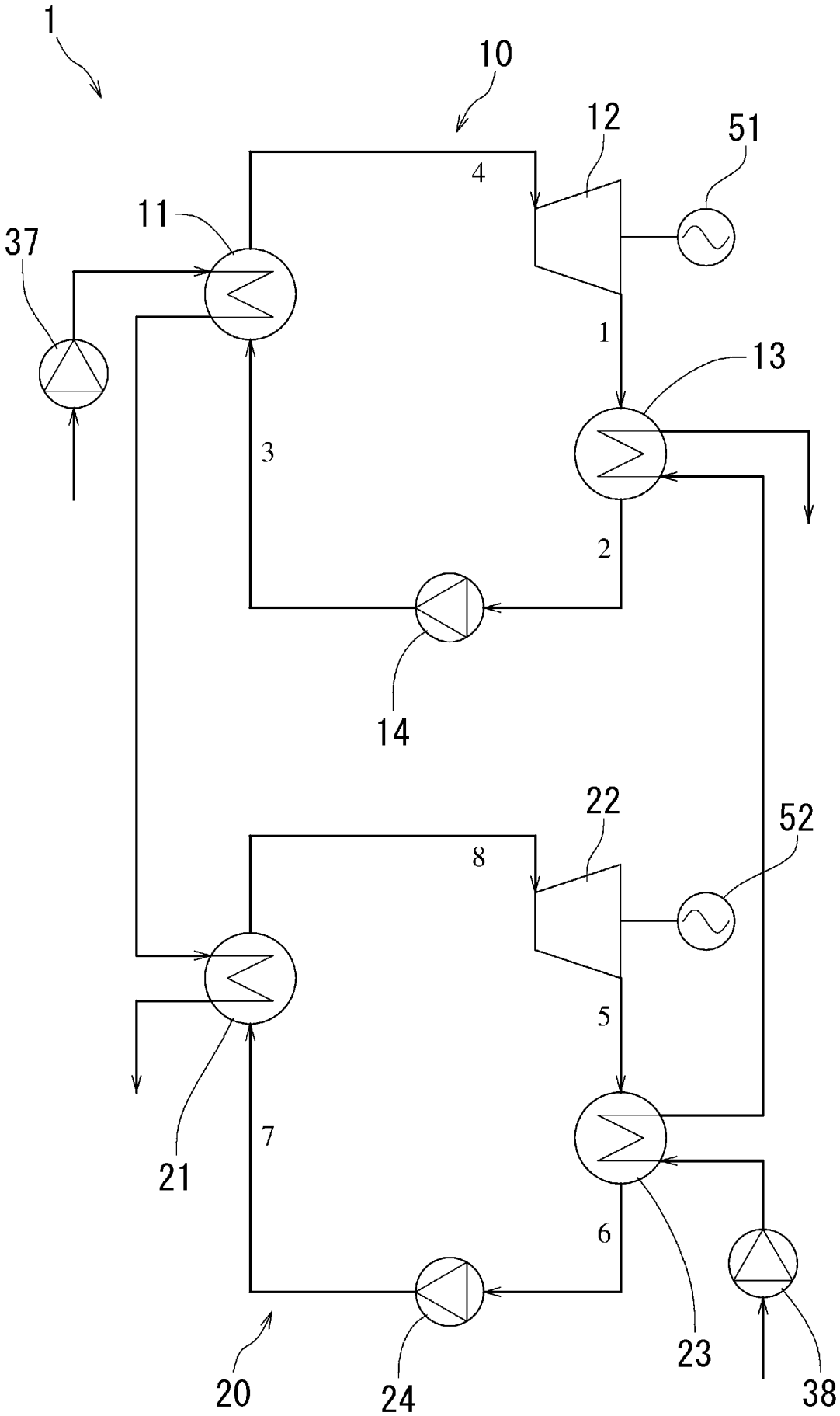
[請求項7] 前記請求項１ないし６のいずれかに記載の蒸気動力サイクルシステムにおいて、

前記各蒸気動力サイクル部の蒸発器及び凝縮器が、複数並列状態とされた略矩形状金属薄板製の各熱交換用プレートを、所定の略平行をなす二端辺部位で隣合う一の熱交換用プレートと水密状態として溶接される一方、隣合う他の熱交換用プレートと前記二端辺と略直交する他の略平行な二端辺部位で水密状態として溶接されて全て一体化され

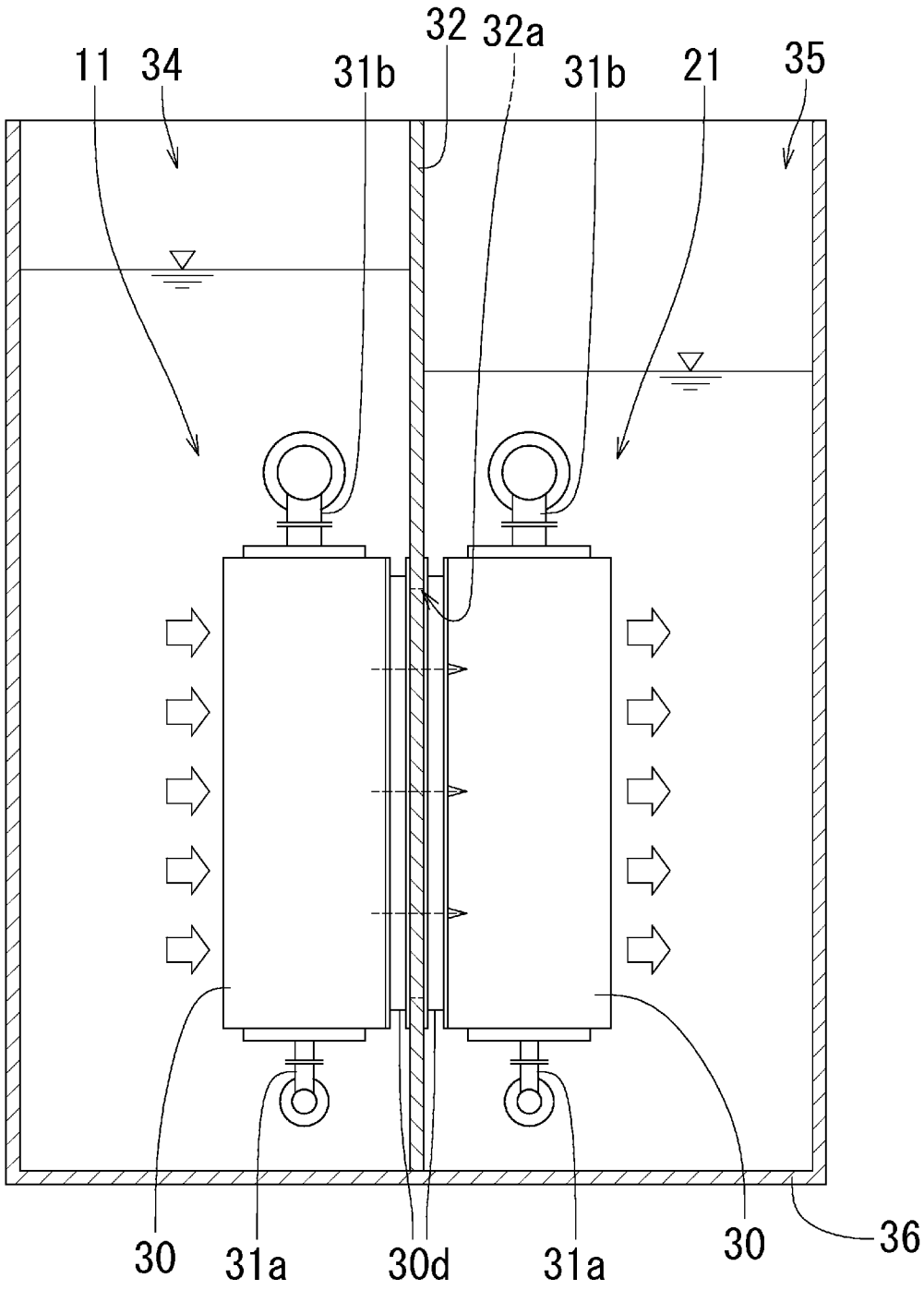
、各熱交換用プレート間に作動流体の通る第一流路と高温流体又は低温流体の通る第二流路とをそれぞれ一つおきに生じさせる熱交換器本体をそれぞれ有してなることを

特徴とする蒸気動力サイクルシステム。

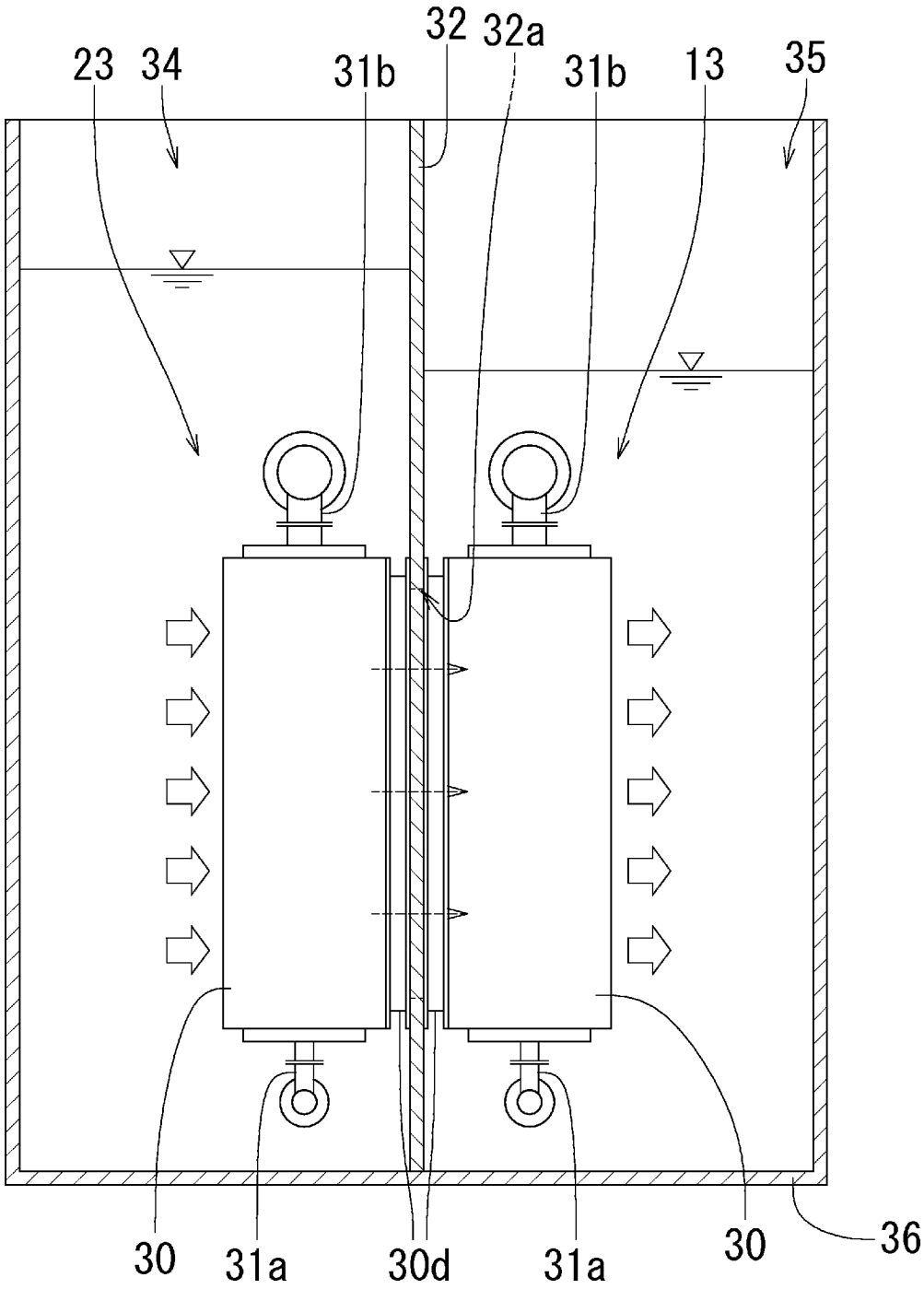
[図1]



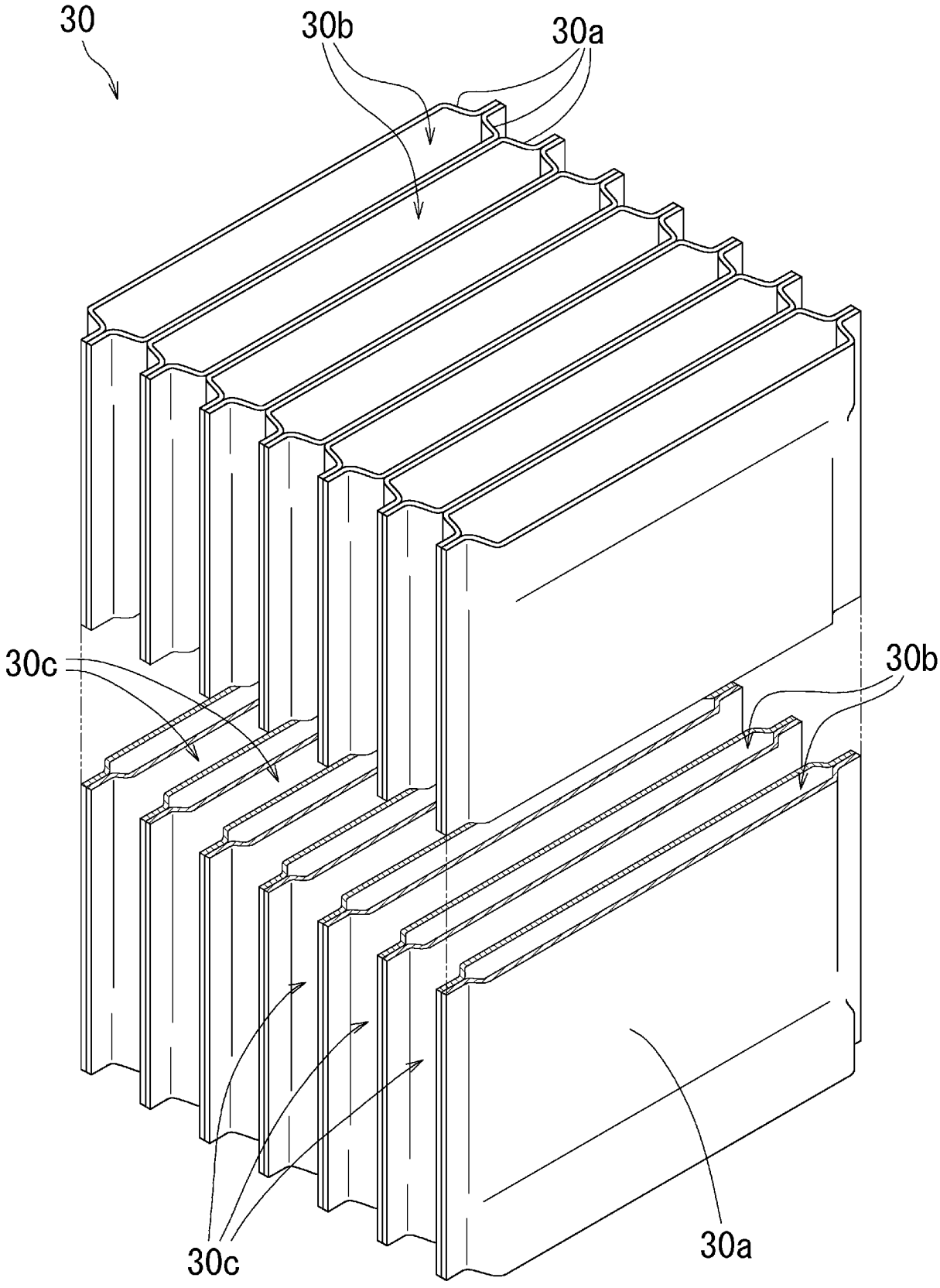
[図2]



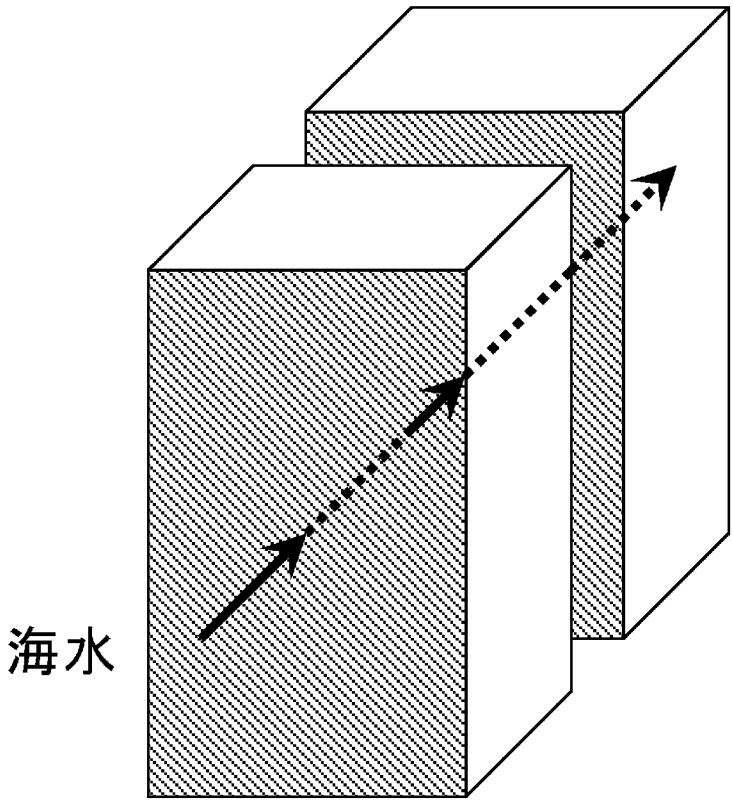
[図3]



[図4]



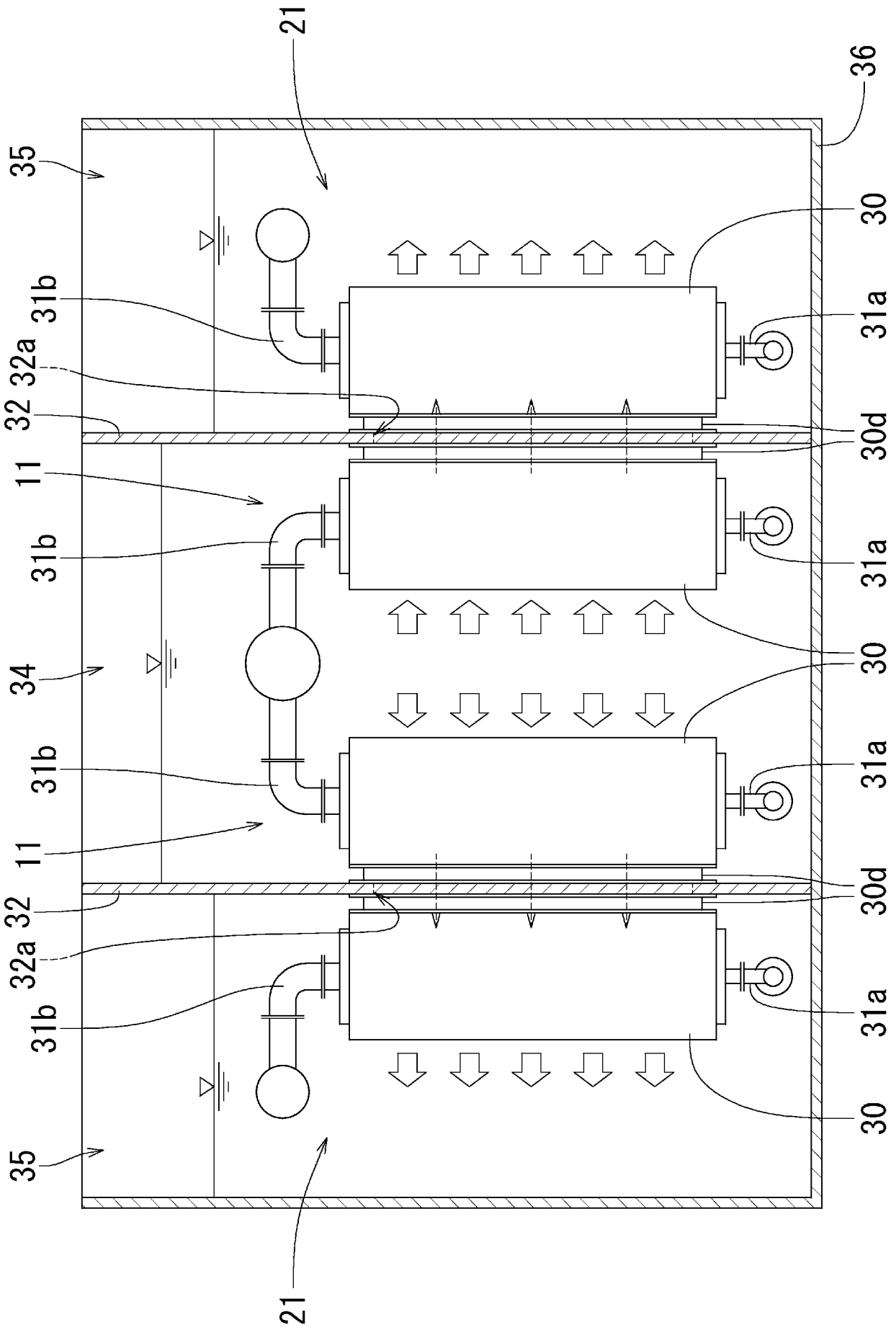
[図5]



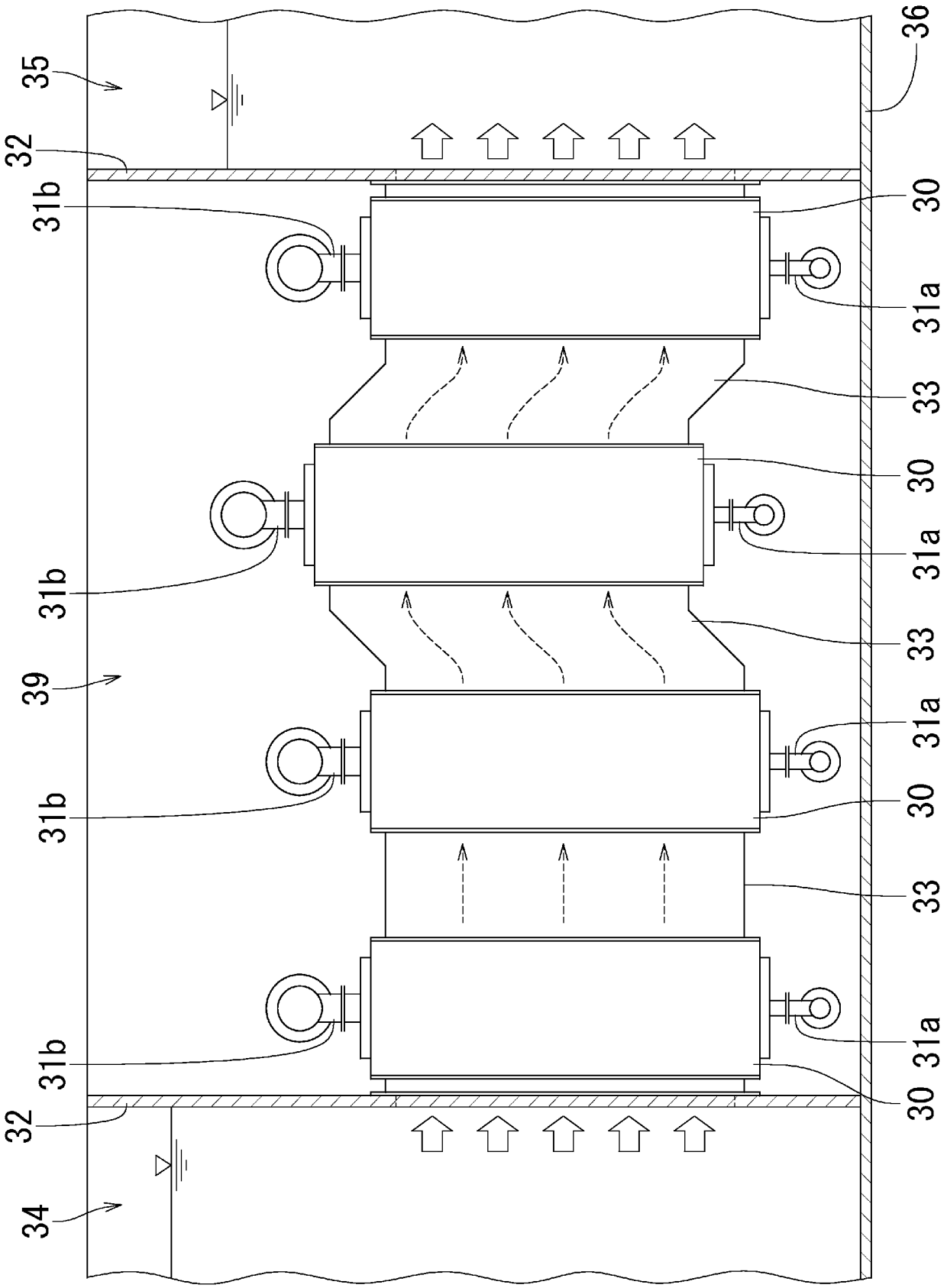
クロスフロー型熱交換器を
複数並べた場合における
海水の流路

※図中斜線部の面積が、熱交換器
内の海水流路の断面積に相当

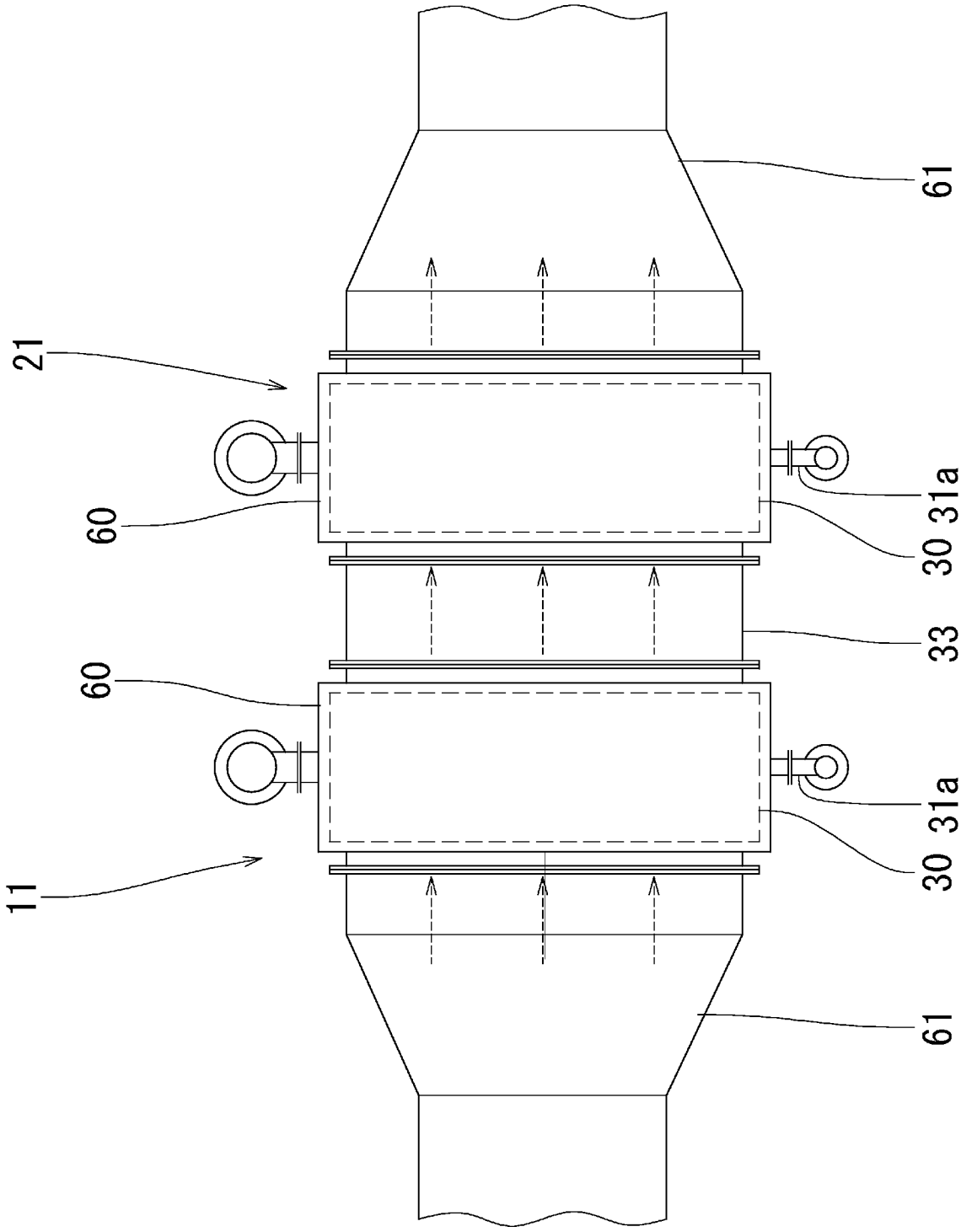
[図6]


21
36
35
30
31b
31a
32a
32
30d
11
31b
31a
34
30
31b
31a
11
30d
32
32a
31b
31a
35
30
21

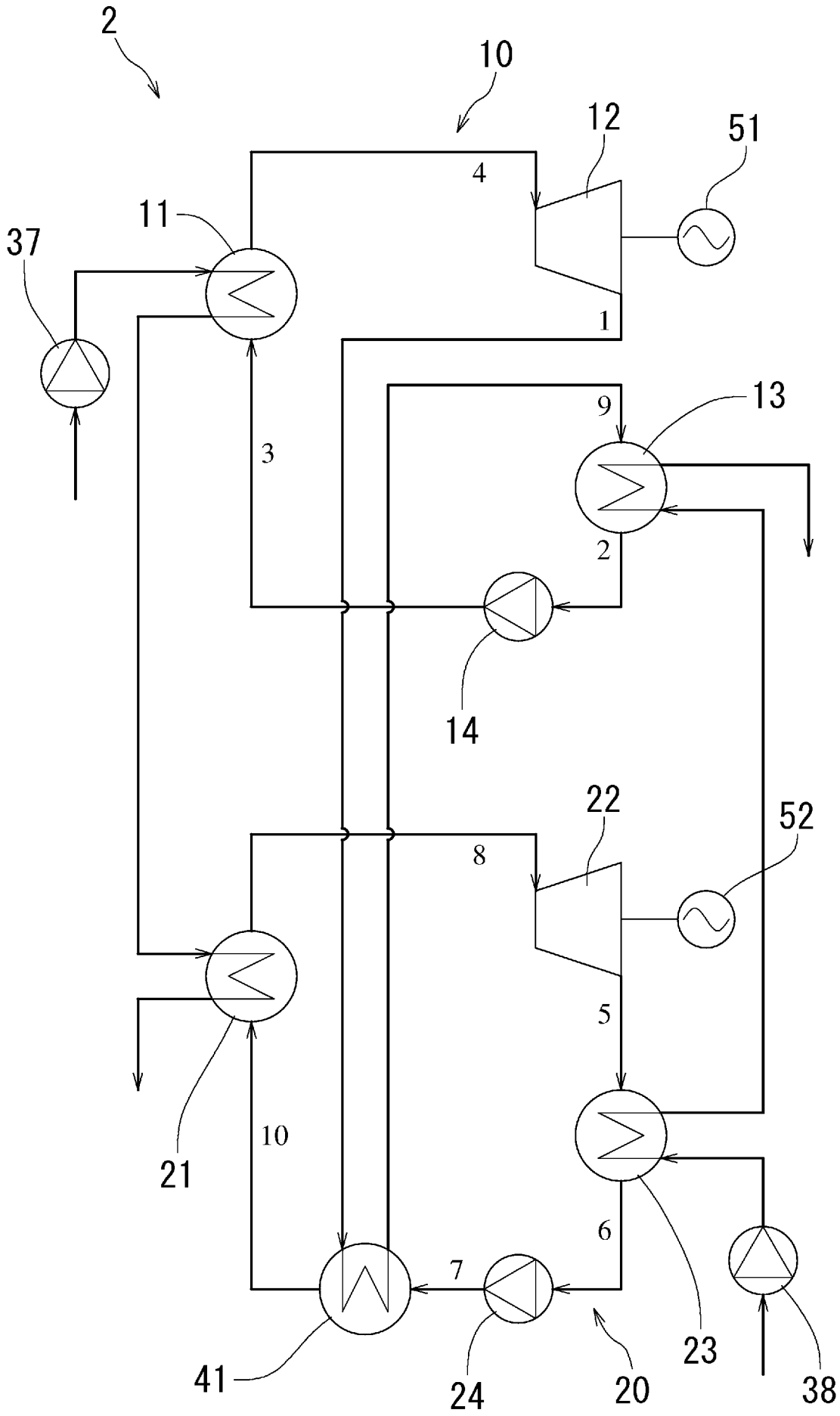
[図7]



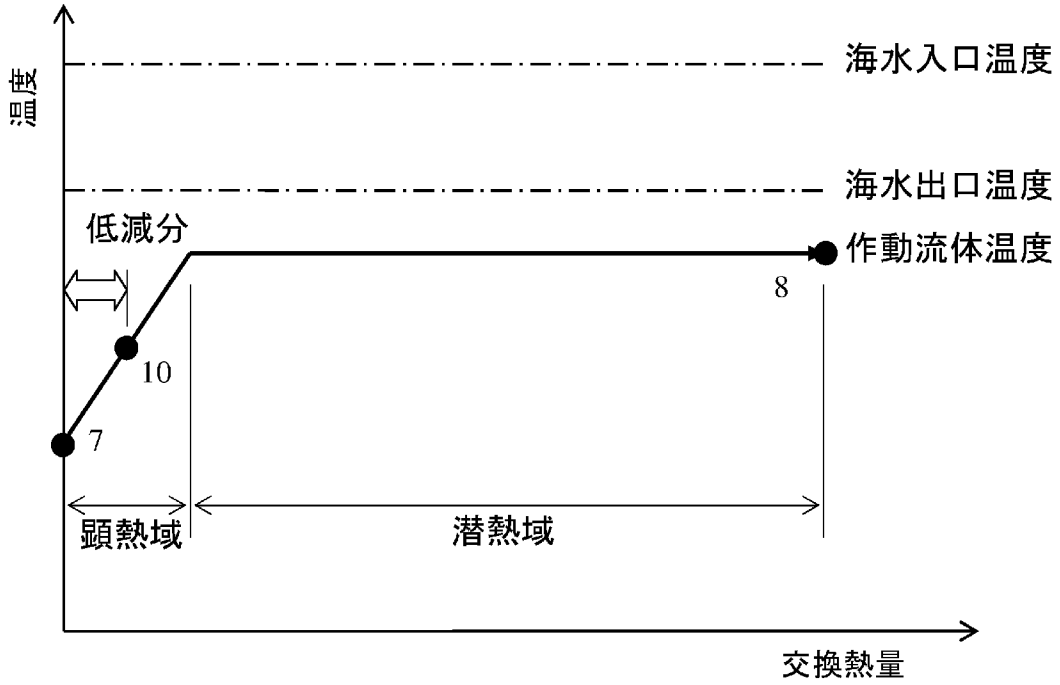
[図8]



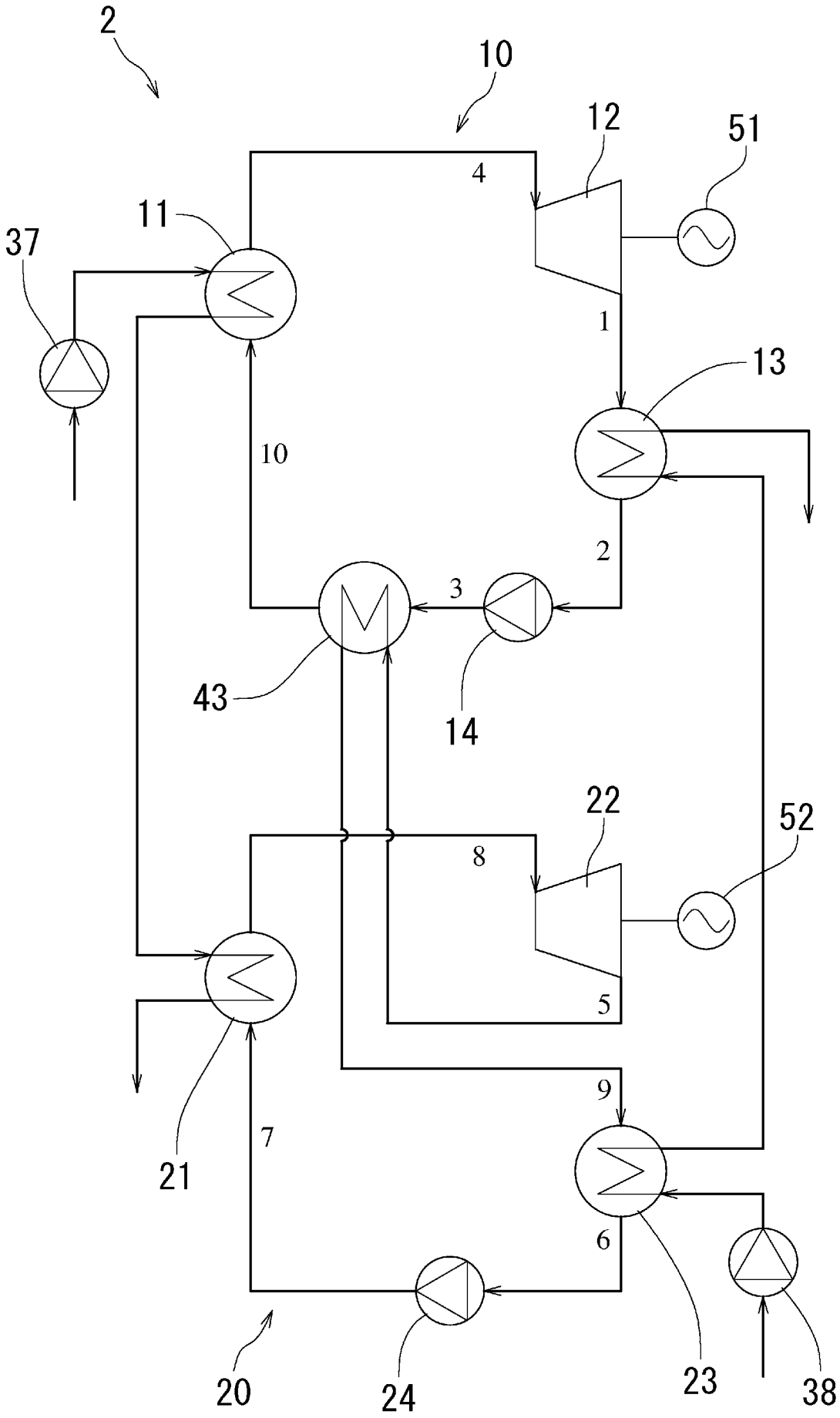
[図9]



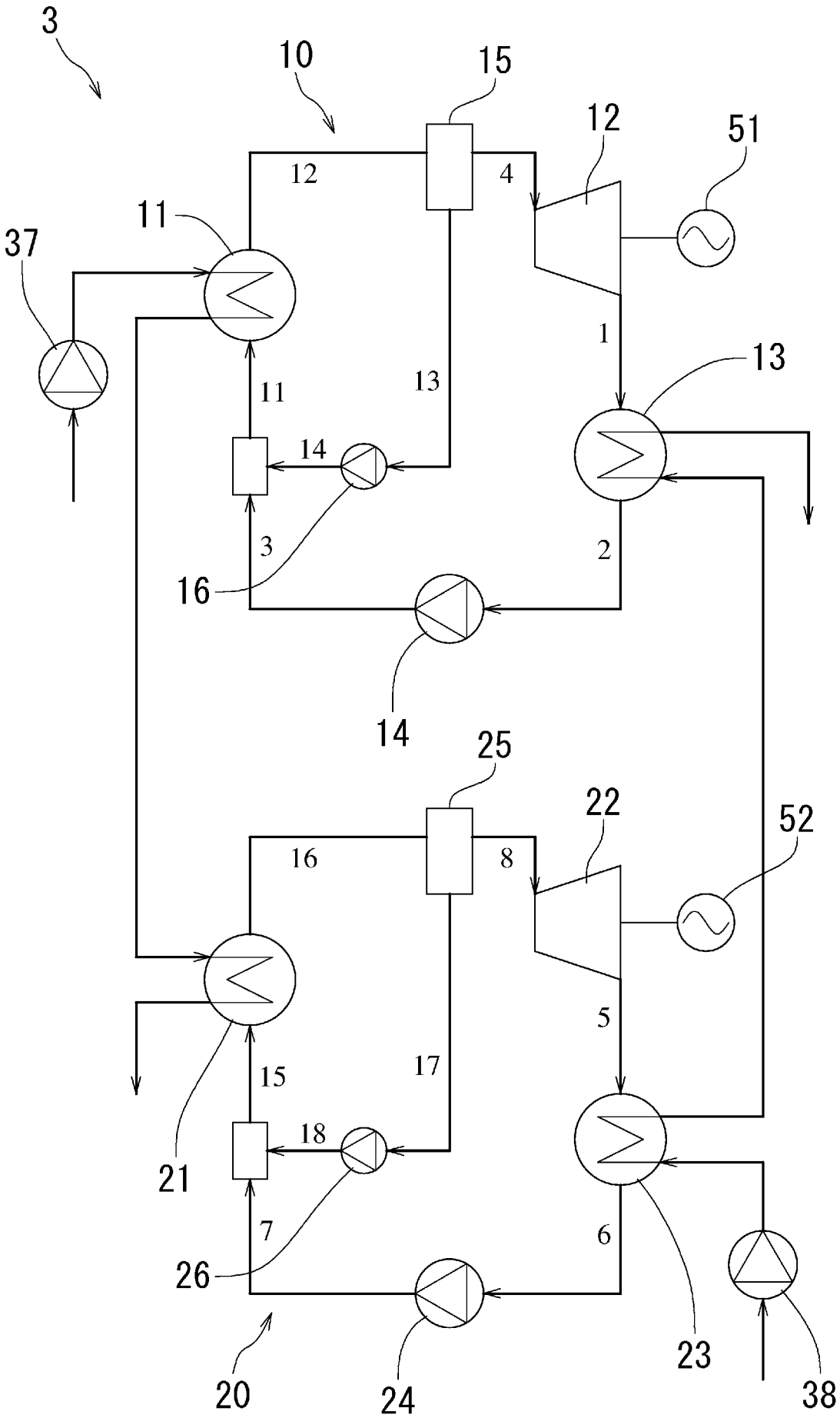
[図10]



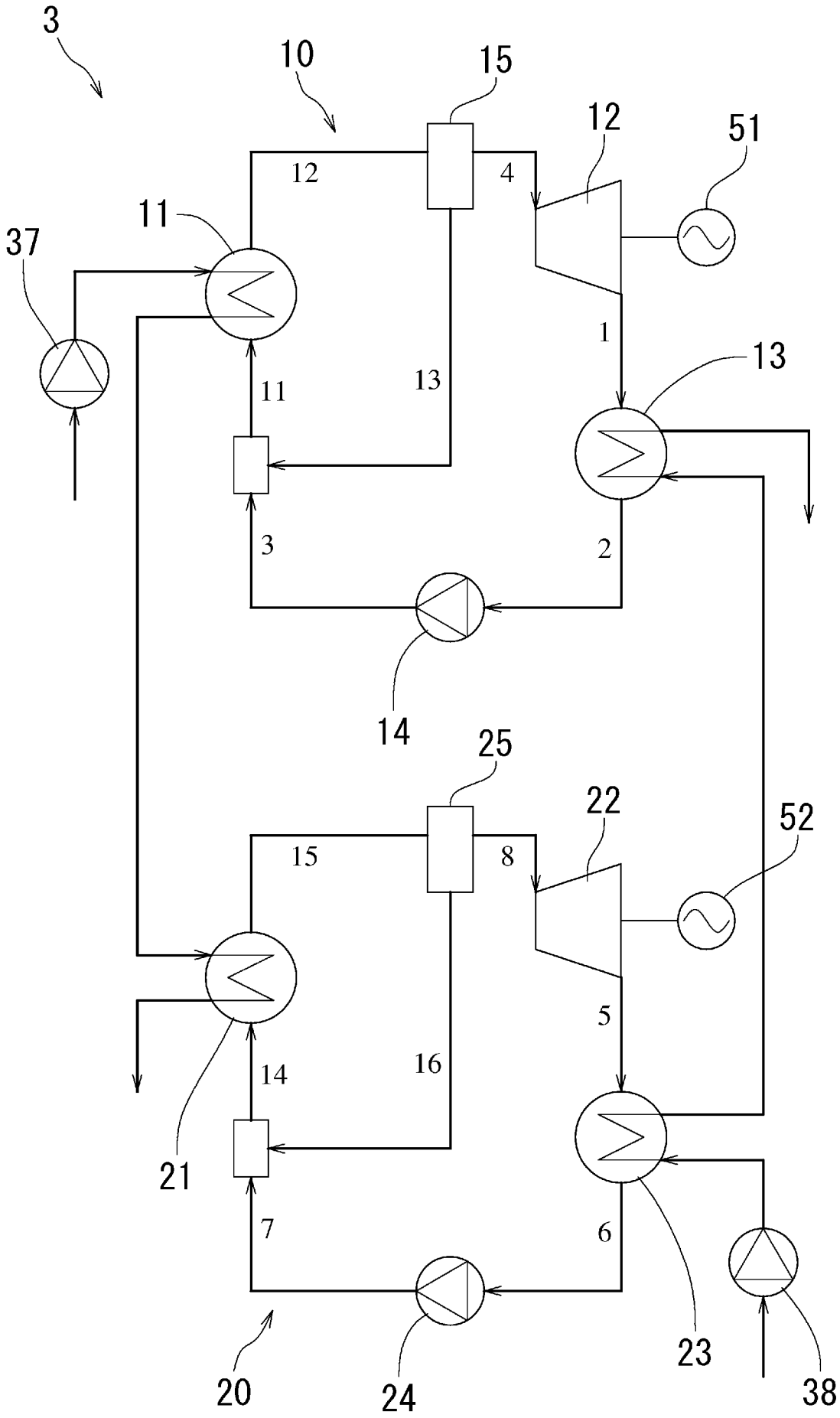
[図11]



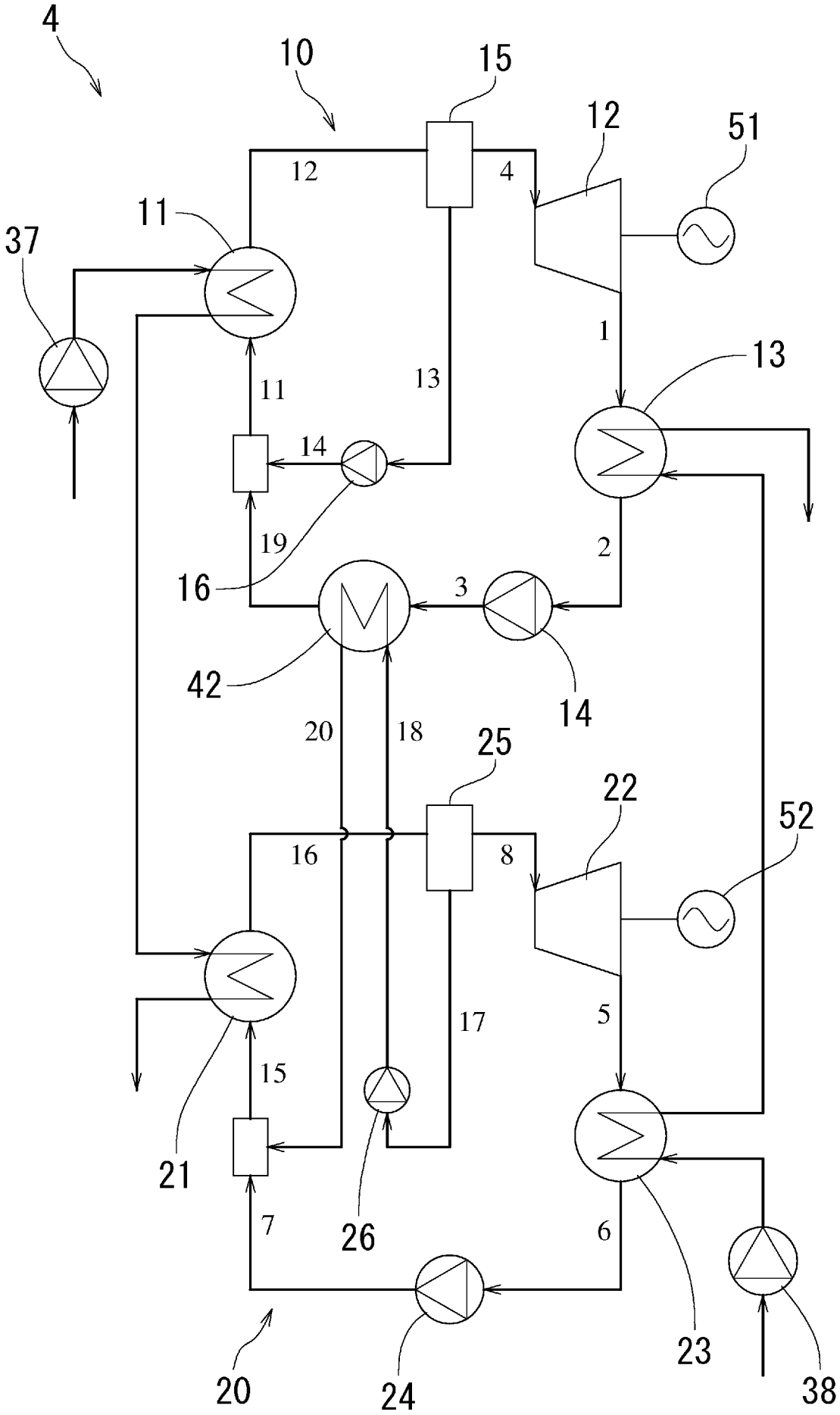
[図12]


3
10
15
12
51
12
4
11
37
1
13
11
13
14
3
2
16
14
25
22
52
16
8
5
15
17
18
21
7
6
26
20
24
23
38

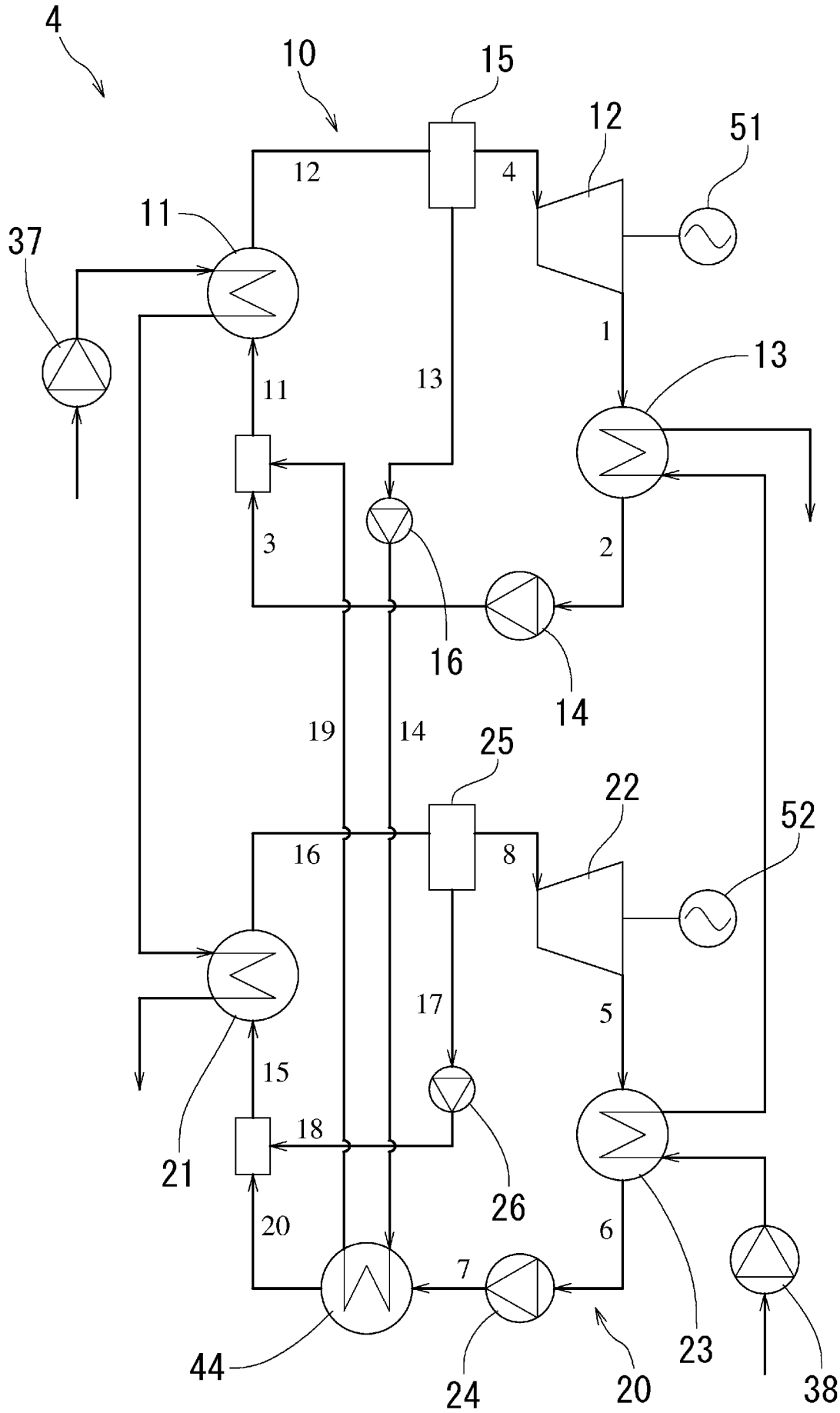
[図13]


3
10
15
12
51
12
4
11
37
1
13
11
13
3
2
14
25
22
52
15
8
5
14
16
21
7
6
23
20
24
38

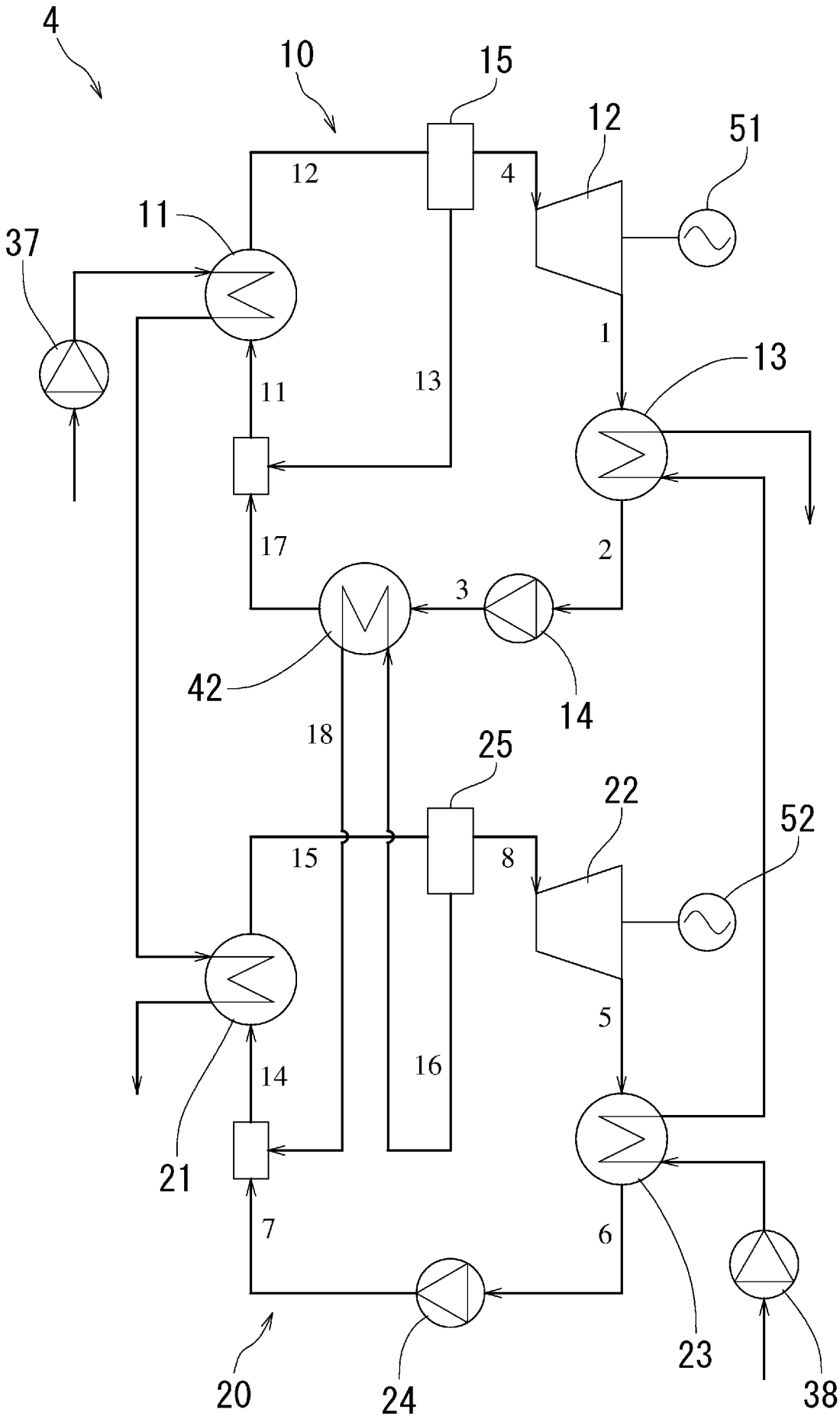
[図14]


4
10
15
12
51
12
4
11
37
1
13
11
13
14
19
16
2
3
42
14
20
18
25
22
52
16
8
17
5
15
21
26
7
6
23
20
24
38

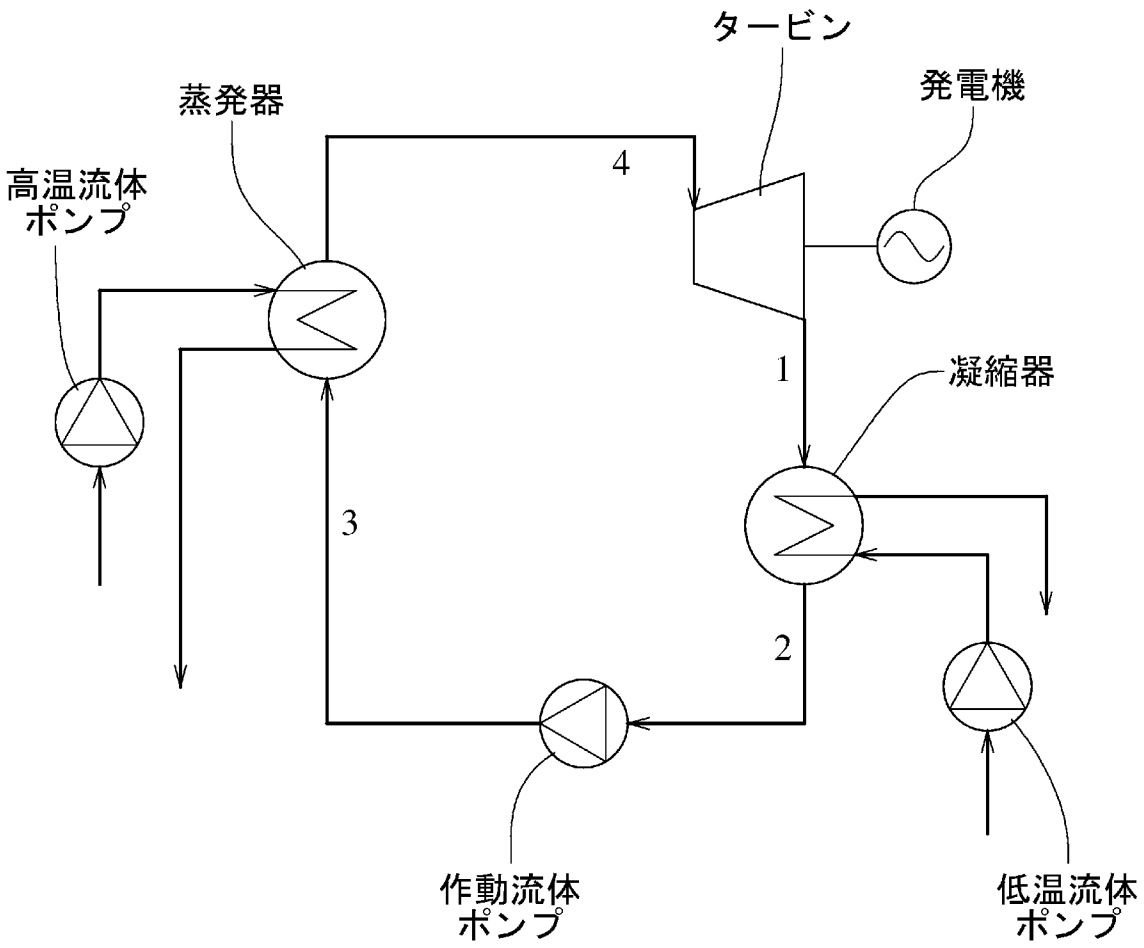
[図15]


4
10
15
12
51
12
4
11
37
1
13
11
13
3
2
16
14
19
14
25
22
52
16
8
17
5
15
18
21
26
20
6
7
44
24
20
23
38

[図16]

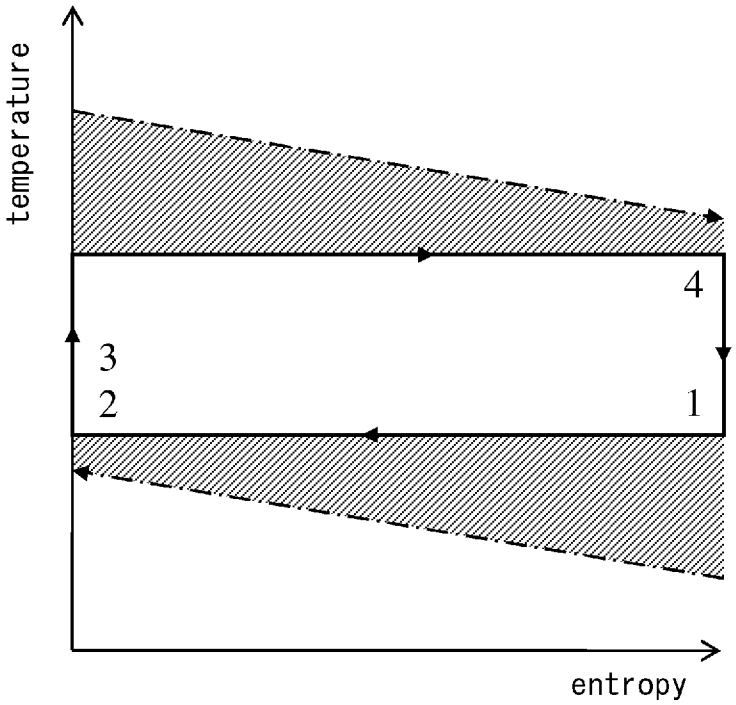

4
10
15
12
51
12
4
11
37
1
13
11
13
17
2
3
42
14
18
25
22
52
15
8
5
14
16
21
7
6
23
20
24
38

[図17]



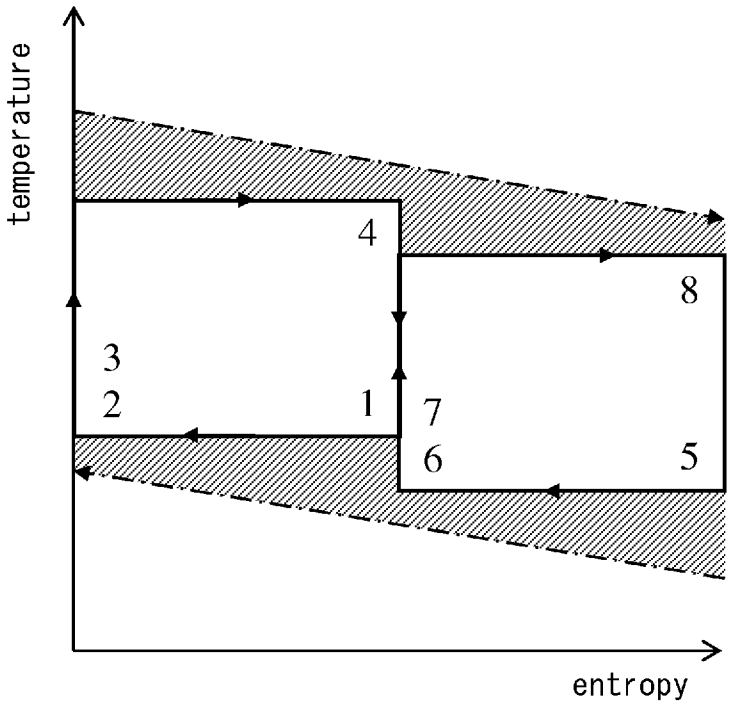
[図18]

（A）



理想ランキンサイクル（単段）

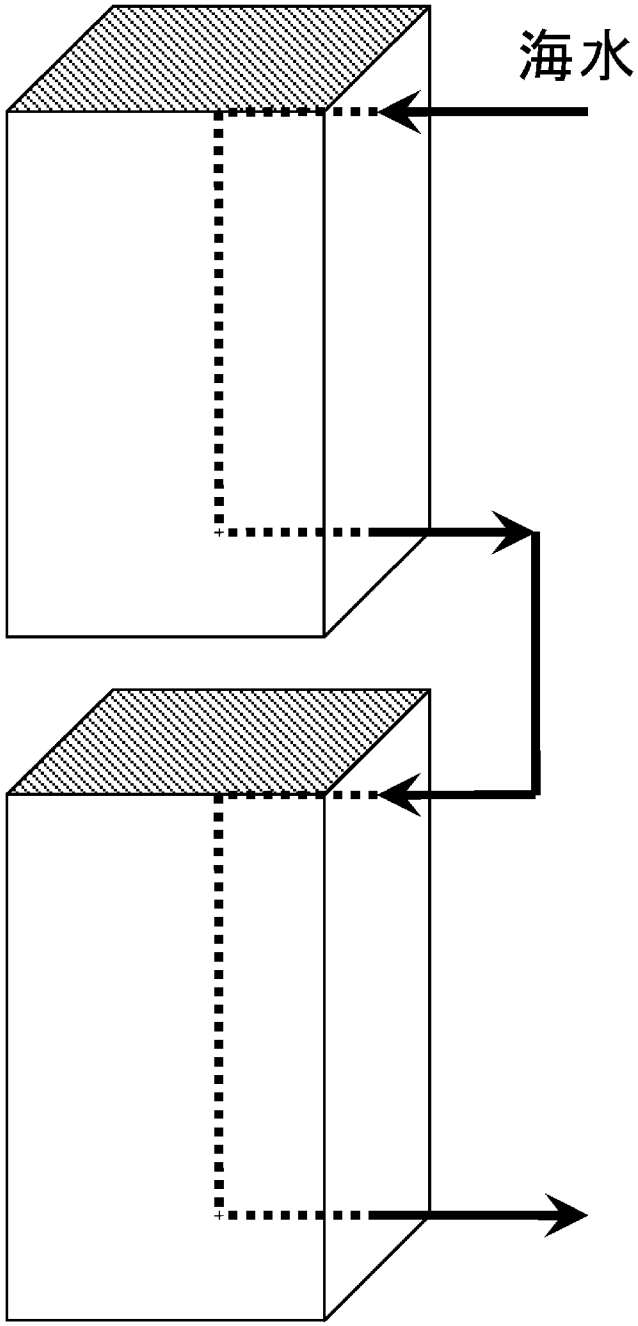
（B）



理想ランキンサイクル（２段）

ランキンサイクルの複数段化による熱サイクル効率向上状態
（図中斜線部：エネルギーロス）

[図19]



一般的なプレート式熱交換器
を複数並べた場合における
海水の流路

※図中斜線部の面積が、熱交換器
内の海水流路の断面積に相当

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2012/072850

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F01K23/02(2006.01)i, *F01K25/10*(2006.01)i, *F28D1/02*(2006.01)i

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)
F01K23/02, F01K25/10, F28D1/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2012
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2012	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2012

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 A	JP 58-214606 A (Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd.), 13 December 1983 (13.12.1983), page 2, column 4, line 7 to column 6, line 14; fig. 1 (Family: none)	2,5,7 1,3,4,6
Y A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 67441/1974(Laid-open No. 155436/1975) (Hitachi, Ltd.), 23 December 1975 (23.12.1975), page 2, line 3 to page 3, line 1; fig. 1 (Family: none)	2,3,5,7 1,4,6

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ 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	Date of mailing of the international search report
08 November, 2012 (08.11.12)	20 November, 2012 (20.11.12)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2012/072850

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 56-83504 A (Director General, Agency of Industrial Science and Technology), 08 July 1981 (08.07.1981), page 4, lower left column, lines 2 to 10; fig. 10 (Family: none)	3,5,7
Y	JP 2006-250373 A (Xenesys Inc.), 21 September 2006 (21.09.2006), paragraphs [0029] to [0032]; fig. 8 & US 2006/0201660 A1 & CN 1831460 A	7
A	JP 55-19985 A (Creusot-Loire), 13 February 1980 (13.02.1980), page 2, upper left column, line 19 to lower right column, line 6; drawings & EP 0007850 A1 & FR 2431025 A1	1-7

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2012/072850

Box No. II Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 2 of first sheet)

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1. ☐ Claims Nos.:
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:

2. ☐ Claims Nos.:
because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:

3. ☐ Claims Nos.:
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

Box No. III Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 3 of first sheet)

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:
See extra sheet.

1. ☐ As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims.
2. ☒ As all searchable claims could be searched without effort justifying additional fees, this Authority did not invite payment of additional fees.
3. ☐ As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:

4. ☐ No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

Remark on Protest

☐ The additional search fees were accompanied by the applicant's protest and, where applicable, the payment of a protest fee.

☐ The additional search fees were accompanied by the applicant's protest but the applicable protest fee was not paid within the time limit specified in the invitation.

☐ No protest accompanied the payment of additional search fees.

Continuation of Box No.III of continuation of first sheet(2)

The technical feature common to claims 1-7 is a steam power cycle system having a plurality of steam power cycle units which each comprise at least: an evaporator ("a steam boiler (4)" and "a chlorofluorocarbon (CFC) gas evaporator (10)") for allowing a working fluid ("water" and "CFCs") in a liquid-phase state to exchange heat with a given high-temperature fluid ("a gas turbine exhaust gas (3)") so as to evaporate the working fluid; an expander ("a steam turbine (5)" and "a CFC turbine (11)") for drawing therein the resulting vapor-phase working fluid from the evaporator and converting the heat energy possessed by the working fluid into power; a condenser ("a steam turbine condenser (7)" and "a CFC turbine condenser (13)") for allowing the vapor-phase working fluid coming out of the expander to exchange heat with a given low-temperature fluid ("cooling water (16)") and to be thereby condensed; and a pump ("a water feed pump (9)" and "a liquid CFC pump (14)") for feeding under pressure the liquid-phase working fluid coming out of the condenser toward the evaporator. The steam power cycle system is adapted such that the plurality of steam power cycle units allow the respective flow paths of the evaporators for the high-temperature fluid to be connected in series to each other as well as the respective flow paths of the condensers for the low-temperature fluid to be connected in series to each other, and the respective steam power cycle units which are responsible for circulation of the high-temperature fluid and the low-temperature fluid are connected to each other in the same order for the high-temperature fluid and for the low-temperature fluid. Since this is disclosed, for example, in the following document, that is, the Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 67441/1974(Laid-open No. 155436/1975) (Hitachi, Ltd.), 23 December 1975 (23.12.1975), this common technical feature is not a special technical feature within the meaning of PCT Rule 13.2, second sentence.

Consequently, it is considered that the inventions of claims 1-4 and 7, the invention of claim 2, and the invention of claim 3 respectively belong to invention groups different from one another.

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１２／０７２８５０

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F01K23/02(2006.01)i, F01K25/10(2006.01)i, F28D1/02(2006.01)i

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））

Int.Cl.　F01K23/02, F01K25/10, F28D1/02

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	１９７１－２０１２年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１２年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１２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 58-214606 A (三井造船株式会社) 1983.12.13, 第２頁第４欄第７行-第６欄第14行, 第１図（ファミリーなし）	２，５，７ １，３，４，６
Y A	日本国実用新案登録出願 49-67441 号(日本国実用新案登録出願公開 50-155436 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（株式会社日立製作所) 1975.12.23, 第２頁第３行-第３頁第１行, 第１図（ファミリーなし）	２，３，５，７ １，４，６

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。

☐　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矛盾するものではなく、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 ０８．１１．２０１２	国際調査報告の発送日 ２０．１１．２０１２
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ） 郵便番号１００－８９１５ 東京都千代田区霞が関三丁目４番３号	特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｔ　３７２７ 寺町　健司 電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３９５

Ｃ（続き）．　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	JP 56-83504 A（工業技術院長）1981.07.08，第４頁左下欄第2-10行，第10図（ファミリーなし）	３，５，７
Ｙ	JP 2006-250373 A（株式会社ゼネシス）2006.09.21，段落【0029】-【0032】，図８ & US 2006/0201660 A1 & CN 1831460 A	７
Ａ	JP 55-19985 A（クルーゾー・ロワール）1980.02.13，第２頁左上欄第19行-右下欄第６行，図面 & EP 0007850 A1 & FR 2431025 A1	１－７

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１２／０７２８５０

第Ⅱ欄　請求の範囲の一部の調査ができないときの意見（第１ページの２の続き）

法第8条第3項（ＰＣＴ17条(2)(a)）の規定により、この国際調査報告は次の理由により請求の範囲の一部について作成しなかった。

１．☐ 請求項 _____ は、この国際調査機関が調査をすることを要しない対象に係るものである。
つまり、

２．☐ 請求項 _____ は、有意義な国際調査をすることができる程度まで所定の要件を満たしていない国際出願の部分に係るものである。つまり、

３．☐ 請求項 _____ は、従属請求の範囲であってＰＣＴ規則6.4(a)の第２文及び第3文の規定に従って記載されていない。

第Ⅲ欄　発明の単一性が欠如しているときの意見（第１ページの３の続き）

次に述べるようにこの国際出願に二以上の発明があるとこの国際調査機関は認めた。
特別ページを参照のこと。

１．☐ 出願人が必要な追加調査手数料をすべて期間内に納付したので、この国際調査報告は、すべての調査可能な請求項について作成した。

２．☑ 追加調査手数料を要求するまでもなく、すべての調査可能な請求項について調査することができたので、追加調査手数料の納付を求めなかった。

３．☐ 出願人が必要な追加調査手数料を一部のみしか期間内に納付しなかったので、この国際調査報告は、手数料の納付のあった次の請求項のみについて作成した。

４．☐ 出願人が必要な追加調査手数料を期間内に納付しなかったので、この国際調査報告は、請求の範囲の最初に記載されている発明に係る次の請求項について作成した。

追加調査手数料の異議の申立てに関する注意

☐ 追加調査手数料及び、該当する場合には、異議申立手数料の納付と共に、出願人から異議申立てがあった。

☐ 追加調査手数料の納付と共に出願人から異議申立てがあったが、異議申立手数料が納付命令書に示した期間内に支払われなかった。

☐ 追加調査手数料の納付はあったが、異議申立てはなかった。

請求項１－７に共通の事項は、

蒸気動力サイクルシステムにおいて、作動流体（「水」及び「フロン」）を液相の状態で所定の高温流体（「ガスタービン排ガス(3)」）と熱交換させ、前記作動流体を蒸発させる蒸発器（「蒸気ボイラ(4)」及び「フロンガス蒸化器(10)」）と、前記蒸発器で得られた気相の作動流体を導入されて作動流体の保有する熱エネルギを動力に変換する膨張機（「蒸気タービン(5)」及び「フロンタービン(11)」）と、当該膨張機を出た気相の作動流体を所定の低温流体（「冷却水(16)」）と熱交換させ、凝縮させる凝縮器（「蒸気タービン用復水器(7)」及び「フロンタービン用復水器(13)」）と、当該凝縮器を出た液相の作動流体を前記蒸発器へ向けて圧送するポンプ（「給水ポンプ(9)」及び「液体フロンポンプ(14)」）とを少なくとも有する、蒸気動力サイクル部を複数備え、当該複数の蒸気動力サイクル部が、各々の蒸発器における高温流体の流路同士を直列に相互接続されると共に、各々の凝縮器における低温流体の流路同士を直列に相互接続され、且つ、高温流体と低温流体の流通に係る各蒸気動力サイクル部の順序が高温流体の場合と低温流体の場合とで互いに同順となる接続設定とされてなる点

であるが、これは、例えば以下の文献、すなわち、

日本国実用新案登録出願 49-67441 号(日本国実用新案登録出願公開 50-155436 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（株式会社日立製作所）1975.12.23

に開示されているから、この共通事項はＰＣＴ規則１３．２の第２文の意味において、特別な技術的特徴ではない。

それゆえ、請求項１，４－７に係る発明、請求項２に係る発明、請求項３に係る発明のそれぞれは、別の発明群であると認められる。