

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2014-1676

(P2014-1676A)

(43) 公開日 平成26年1月9日(2014.1.9)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>FO2M 25/07 (2006.01)</b>	FO2M 25/07 55OR	3G005
<b>FO1K 27/02 (2006.01)</b>	FO1K 27/02 A	3G062
<b>FO2G 5/00 (2006.01)</b>	FO2G 5/00 C	3G081
<b>FO2B 37/00 (2006.01)</b>	FO2B 37/00 302F	
<b>FO2B 39/00 (2006.01)</b>	FO2B 37/00 301F	

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 13 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2012-137081 (P2012-137081)  
 (22) 出願日 平成24年6月18日 (2012.6.18)

(71) 出願人 000005119  
 日立造船株式会社  
 大阪府大阪市住之江区南港北1丁目7番8  
 9号  
 (74) 代理人 100110847  
 弁理士 松阪 正弘  
 (74) 代理人 100136526  
 弁理士 田中 勉  
 (74) 代理人 100136755  
 弁理士 井田 正道  
 (72) 発明者 加藤 剛  
 大阪府大阪市住之江区南港北1丁目7番8  
 9号 日立造船株式会社内

最終頁に続く

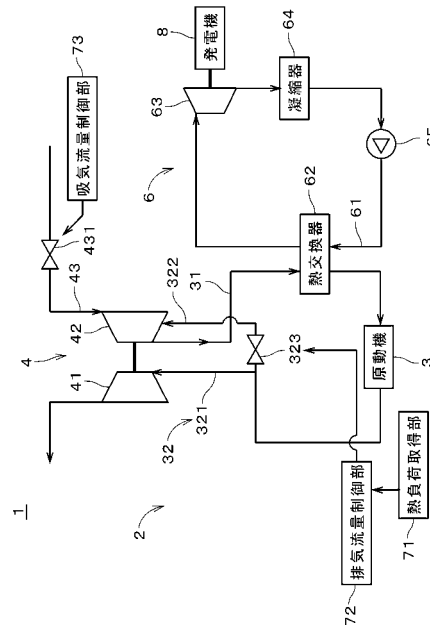
(54) 【発明の名称】 原動機システム

(57) 【要約】

【課題】 加圧吸気から効率良く廃熱を回収する。

【解決手段】 原動機システム1は、原動機3と、過給機4と、廃熱回収装置6とを備える。過給機4は、タービン41とコンプレッサ42とを備える。原動機3と過給機4とは、掃気路31および排気路32により接続される。排気路32は、原動機3からの排気をタービン41へと導く主排気路321と、主排気路321から分岐してコンプレッサ42に接続される分岐排気路322とを備える。原動機システム1では、分岐排気路322を介して過給機4による圧縮途上の吸気に分岐排気が混合されることにより掃気温度が高くなる。これにより、廃熱回収装置6により掃気から効率良く廃熱を回収し、回収動力を大きくすることができる。また、掃気に比べて圧力が低い圧縮途上の吸気に対して分岐排気を吹き込むことにより、分岐排気を加圧することなく、あるいは、僅かに加圧するのみにて吸気に混合することができる。

【選択図】 図1



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

原動機システムであって、  
 原動機と、  
 吸気を加圧して前記原動機に供給する過給機と、  
 前記過給機へと前記吸気を導く吸気路と、  
 前記過給機にて加圧された吸気である加圧吸気を前記原動機へと導く流路である加圧吸気路と、  
 前記加圧吸気流路上に設けられ、前記加圧吸気路を流れる前記加圧吸気を熱源として作動流体を加熱して気化する熱交換器と、  
 前記熱交換器にて気化された前記作動流体を膨張させて機械的エネルギーを回収する膨張機と、  
 前記膨張機にて膨張させた前記作動流体を凝縮して液化する凝縮器と、  
 前記凝縮器にて液化された前記作動流体を前記熱交換器へと送出するポンプと、  
 前記原動機からの排気を前記過給機へと導く主排気路と、  
 前記主排気路から分岐し、前記原動機からの前記排気の一部を分岐排気として前記過給機へと導き、前記過給機による圧縮途上の吸気に混合する分岐排気路と、  
 を備えることを特徴とする原動機システム。

10

## 【請求項 2】

請求項 1 に記載の原動機システムであって、  
 前記分岐排気路を流れる前記分岐排気の流量を調節する排気流量調節部と、  
 前記熱交換器における熱負荷を取得する熱負荷取得部と、  
 前記熱負荷取得部からの出力に基づいて前記排気流量調節部を制御する排気流量制御部と、  
 をさらに備えることを特徴とする原動機システム。

20

## 【請求項 3】

請求項 2 に記載の原動機システムであって、  
 前記吸気路を流れる前記吸気の流量を調節する吸気流量調節部と、  
 前記分岐排気路を流れる前記分岐排気の流量に基づいて前記吸気流量調節部を制御する吸気流量制御部と、  
 をさらに備えることを特徴とする原動機システム。

30

## 【請求項 4】

請求項 1 ないし 3 のいずれかに記載の原動機システムであって、  
 前記過給機が、  
 前記原動機から前記主排気路を介して供給された主排気により回転するタービンと、  
 前記タービンに機械的に接続され、前記タービンの回転を動力として前記吸気を加圧して圧縮するコンプレッサと、  
 を備え、  
 前記コンプレッサが、  
 前記タービンの回転を動力として回転する羽根車と、  
 前記羽根車を内部に収容するとともに前記吸気路および前記加圧吸気路が接続されるケーシングと、  
 を備え、  
 前記分岐排気路が、前記羽根車の前記吸気路側の端部と前記加圧吸気路との間において前記ケーシングに接続されることを特徴とする原動機システム。

40

## 【請求項 5】

請求項 1 ないし 3 のいずれかに記載の原動機システムであって、  
 前記過給機が、  
 前記原動機から前記主排気路を介して供給された主排気により回転するタービンと、  
 前記タービンに機械的に接続され、前記タービンの回転を動力として前記吸気を加圧し

50

て圧縮する第 1 コンプレッサと、

前記第 1 コンプレッサに機械的に接続され、前記タービンの回転を動力として前記第 1 コンプレッサを通過した前記吸気を加圧して圧縮する第 2 コンプレッサと、  
を備え、

前記分岐排気路が、前記第 1 コンプレッサを通過した前記吸気を前記第 2 コンプレッサへと導く流路に接続されることを特徴とする原動機システム。

【請求項 6】

請求項 2 ないし 5 のいずれかに記載の原動機システムであって、

前記熱負荷取得部が、前記原動機の回転数に基づいて前記熱負荷を取得することを特徴とする原動機システム。

10

【請求項 7】

請求項 1 ないし 6 のいずれかに記載の原動機システムであって、

前記膨張機が、前記熱交換器にて気化された前記作動流体により回転するタービンであることを特徴とする原動機システム。

【請求項 8】

請求項 1 ないし 7 のいずれかに記載の原動機システムであって、

船舶の主機システムであることを特徴とする原動機システム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、原動機システムに関する。

20

【背景技術】

【0002】

従来より、ランキンサイクルを利用して原動機の廃熱からエネルギーを回収する技術が知られている。例えば、特許文献 1 では、内燃機関の排熱を、水よりも沸点が高い熱媒により回収し、当該熱媒と有機流体とを熱交換させて有機流体を蒸発させ、蒸発した有機流体によりタービンを駆動して発電を行う排熱回収発電装置が開示されている。

【0003】

一方、特許文献 2 では、ディーゼル機関の排気ガス還流装置が開示されている。ディーゼル機関には、吸気マニホールドおよび排気マニホールドを介して、排気タービン過給機が接続される。特許文献 2 の装置では、ディーゼル機関よりも小容量のガス機関からの燃焼ガスの一部が、排気タービン過給機のブロワー上流の吸気管に EGR (Exhaust Gas Recirculation) ガスとして還流される。これにより、ディーゼル機関の排気ガス中の NOx が低減される。

30

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献 1】特開 2011 - 149332 号公報

【特許文献 2】特許第 3005776 号公報

【発明の概要】

40

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、過給機付き原動機を備える原動機システムでは、過給機で加圧された吸気 (加圧吸気) から廃熱を回収することが考えられるが、原動機の出力が低い場合、過給機から原動機へと供給される加圧吸気の温度も低いため、加圧吸気の廃熱から回収されるエネルギーが小さくなってしまふ。

【0006】

本発明は、上記課題に鑑みなされたものであり、加圧吸気から効率良く廃熱を回収することを目的としている。

【課題を解決するための手段】

50

## 【0007】

請求項1に記載の発明は、原動機システムであって、原動機と、吸気を加圧して前記原動機に供給する過給機と、前記過給機へと前記吸気を導く吸気路と、前記過給機にて加圧された吸気である加圧吸気を前記原動機へと導く流路である加圧吸気路と、前記加圧吸気流路上に設けられ、前記加圧吸気路を流れる前記加圧吸気を熱源として作動流体を加熱して気化する熱交換器と、前記熱交換器にて気化された前記作動流体を膨張させて機械的エネルギーを回収する膨張機と、前記膨張機にて膨張させた前記作動流体を凝縮して液化する凝縮器と、前記凝縮器にて液化された前記作動流体を前記熱交換器へと送出するポンプと、前記原動機からの排気を前記過給機へと導く主排気路と、前記主排気路から分岐し、前記原動機からの前記排気の一部を分岐排気として前記過給機へと導き、前記過給機による圧縮途上の吸気に混合する分岐排気路とを備える。

10

## 【0008】

請求項2に記載の発明は、請求項1に記載の原動機システムであって、前記分岐排気路を流れる前記分岐排気の流量を調節する排気流量調節部と、前記熱交換器における熱負荷を取得する熱負荷取得部と、前記熱負荷取得部からの出力に基づいて前記排気流量調節部を制御する排気流量制御部とをさらに備える。

## 【0009】

請求項3に記載の発明は、請求項2に記載の原動機システムであって、前記吸気路を流れる前記吸気の流量を調節する吸気流量調節部と、前記分岐排気路を流れる前記分岐排気の流量に基づいて前記吸気流量調節部を制御する吸気流量制御部とをさらに備える。

20

## 【0010】

請求項4に記載の発明は、請求項1ないし3のいずれかに記載の原動機システムであって、前記過給機が、前記原動機から前記主排気路を介して供給された主排気により回転するタービンと、前記タービンに機械的に接続され、前記タービンの回転を動力として前記吸気を加圧して圧縮するコンプレッサとを備え、前記コンプレッサが、前記タービンの回転を動力として回転する羽根車と、前記羽根車を内部に収容するとともに前記吸気路および前記加圧吸気路が接続されるケーシングとを備え、前記分岐排気路が、前記羽根車の前記吸気路側の端部と前記加圧吸気路との間において前記ケーシングに接続される。

## 【0011】

請求項5に記載の発明は、請求項1ないし3のいずれかに記載の原動機システムであって、前記過給機が、前記原動機から前記主排気路を介して供給された主排気により回転するタービンと、前記タービンに機械的に接続され、前記タービンの回転を動力として前記吸気を加圧して圧縮する第1コンプレッサと、前記第1コンプレッサに機械的に接続され、前記タービンの回転を動力として前記第1コンプレッサを通過した前記吸気を加圧して圧縮する第2コンプレッサとを備え、前記分岐排気路が、前記第1コンプレッサを通過した前記吸気を前記第2コンプレッサへと導く流路に接続される。

30

## 【0012】

請求項6に記載の発明は、請求項2ないし5のいずれかに記載の原動機システムであって、前記熱負荷取得部が、前記原動機の回転数に基づいて前記熱負荷を取得する。

## 【0013】

請求項7に記載の発明は、請求項1ないし6のいずれかに記載の原動機システムであって、前記膨張機が、前記熱交換器にて気化された前記作動流体により回転するタービンである。

40

## 【0014】

請求項8に記載の発明は、請求項1ないし7のいずれかに記載の原動機システムであって、船舶の主機システムである。

## 【発明の効果】

## 【0015】

本発明では、加圧吸気から効率良く廃熱を回収することができる。

## 【図面の簡単な説明】

50

【 0 0 1 6 】

【 図 1 】 第 1 の実施の形態に係る原動機システムの構成を示す図である。

【 図 2 】 コンプレッサの断面図である。

【 図 3 】 廃熱回収装置における回収動力と掃気温度との関係を示す図である。

【 図 4 】 比較例の原動機システムにおける原動機負荷と掃気温度との関係を示す図である。

。

【 図 5 】 原動機負荷と回収動力との関係を示す図である。

【 図 6 】 第 2 の実施の形態に係る原動機システムの構成を示す図である。

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 1 7 】

10

図 1 は、本発明の第 1 の実施の形態に係る原動機システム 1 の構成を示す図である。原動機システム 1 は、船舶の主機システムとして利用される。原動機システム 1 は、過給機付き原動機 2 と、過給機付き原動機 2 の廃熱を回収する廃熱回収装置 6 とを備える。

【 0 0 1 8 】

過給機付き原動機 2 は、2 ストロークエンジンである船用原動機 3 (以下、単に「原動機 3」という。)と、ターボチャージャである過給機 4 とを備える。過給機 4 は、タービン 4 1 と、タービン 4 1 に機械的に接続されるコンプレッサ 4 2 とを備える。原動機 3 と過給機 4 とは、掃気路 3 1 および排気路 3 2 により接続される。排気路 3 2 は、原動機 3 からの排気をタービン 4 1 へと導く主排気路 3 2 1 と、主排気路 3 2 1 から分岐してコンプレッサ 4 2 に接続される分岐排気路 3 2 2 とを備える。

20

【 0 0 1 9 】

タービン 4 1 は、原動機 3 から主排気路 3 2 1 を介して供給された排気 (以下、「主排気」という。)により回転する。タービン 4 1 の回転に利用された主排気は、原動機システム 1 の外部に排出される。コンプレッサ 4 2 は、タービン 4 1 にて発生する回転力を利用して (すなわち、タービン 4 1 の回転を動力として)、原動機システム 1 の外部から吸気路 4 3 により過給機 4 に導かれた吸気 (空気) を加圧して圧縮する。コンプレッサ 4 2 により加圧された吸気である加圧吸気 (以下、「掃気」という。) は、掃気路 3 1 上に設けられた熱交換器 6 2 (いわゆる、インタークーラ) にて冷却された後、原動機 3 に供給される。このように、過給機 4 では、排気を利用して吸気を加圧し、掃気が生成される。掃気路 3 1 は、過給機 4 から原動機 3 へと加圧吸気を導く流路である加圧吸気路である。

30

【 0 0 2 0 】

過給機付き原動機 2 では、分岐排気路 3 2 2 により、原動機 3 からの排気の少なくとも一部が、分岐排気として過給機 4 のコンプレッサ 4 2 へと導かれ、コンプレッサ 4 2 による圧縮途上の吸気に混合 (添加) される。

【 0 0 2 1 】

図 2 は、コンプレッサ 4 2 の断面図である。コンプレッサ 4 2 は、タービン 4 1 の回転を動力として回転する羽根車 4 2 1 と、羽根車 4 2 1 を内部に収容するケーシング 4 2 2 とを備える。羽根車 4 2 1 は、略円錐状のボス 4 2 3 と、ボス 4 2 3 の外周面に設けられる複数の翼 4 2 4 とを備える。ボス 4 2 3 は、シャフト 4 2 5 を介してタービン 4 1 と機械的に接続される。

40

【 0 0 2 2 】

ケーシング 4 2 2 には、吸気路 4 3、掃気路 3 1 および分岐排気路 3 2 2 が接続される。吸気路 4 3 は、図 2 中の右側においてケーシング 4 2 2 に接続される。羽根車 4 2 1 のシャフト 4 2 5 とは反対側の端部 4 2 6 (以下、「先端部 4 2 6」という。) は、吸気路 4 3 に対向する。掃気路 3 1 は、羽根車 4 2 1 のシャフト 4 2 5 側の部位 (すなわち、図 2 中の左側の部位) の周囲においてケーシング 4 2 2 に接続される。分岐排気路 3 2 2 は、羽根車 4 2 1 の吸気路 4 3 側の端部である先端部 4 2 6 と、掃気路 3 1 との間においてケーシング 4 2 2 に接続される。分岐排気路 3 2 2 の先端部は複数に分岐しており、分岐排気路 3 2 2 はケーシング 4 2 2 の複数箇所に接続される。コンプレッサ 4 2 では、吸気路 4 3 から供給された吸気が、回転する羽根車 4 2 1 により圧縮され、掃気として掃気路

50

3 1 に送出される。また、分岐排気路 3 2 2 から供給された分岐排気が、羽根車 4 2 1 により圧縮中の吸気に混合される。

【 0 0 2 3 】

図 1 に示すように、分岐排気路 3 2 2 上には調節弁 3 2 3 が設けられる。調節弁 3 2 3 は、原動機 3 とコンプレッサ 4 2 との間において、分岐排気路 3 2 2 を流れる分岐排気の流量を調節する排気流量調節部である。分岐排気路 3 2 2 を流れる分岐排気の流量は、排気流量制御部 7 2 により調節弁 3 2 3 の開度が制御されることにより制御される。分岐排気の温度は、コンプレッサ 4 2 内の吸気の温度よりも高いため、分岐排気がコンプレッサ 4 2 内に供給されることにより、コンプレッサ 4 2 から掃気路 3 1 に送出される掃気の温度が上昇する。調節弁 3 2 3 が閉じられると、分岐排気路 3 2 2 には排気は流れず、原動機 3 からの排気の全量が過給機 4 のタービン 4 1 へと導かれる。

10

【 0 0 2 4 】

原動機システム 1 では、吸気路 4 3 上にも調節弁 4 3 1 が設けられる。調節弁 4 3 1 は、吸気路 4 3 を流れる吸気の流量を調節する吸気流量調節部である。吸気路 4 3 を流れる吸気の流量は、吸気流量制御部 7 3 により調節弁 4 3 1 の開度が制御されることにより制御される。

【 0 0 2 5 】

廃熱回収装置 6 は、作動流体が流れる配管 6 1 と、熱交換器 6 2 と、膨張機 6 3 と、凝縮器 6 4 と、ポンプ 6 5 とを備える。熱交換器 6 2、膨張機 6 3、凝縮器 6 4 およびポンプ 6 5 は、配管 6 1 により接続される。作動流体としては、様々な流体が用いられてよく、本実施の形態では、R 2 4 5 f a のような代替フロン等の有機媒体が作動流体として用いられ、廃熱回収装置 6 において、いわゆる有機ランキンサイクル ( O R C : O r g a n i c R a n k i n e C y c l e ) が行われる。

20

【 0 0 2 6 】

熱交換器 6 2 は、上述のように、原動機 3 へと掃気を導く流路である掃気路 3 1 上において、掃気路 3 1 を流れる掃気を熱源として作動流体を加熱して気化させる。膨張機 6 3 は、熱交換器 6 2 により気化された作動流体を膨張させて機械的エネルギーを回収する。本実施の形態では、膨張機 6 3 として、熱交換器 6 2 にて気化された作動流体により回転するタービンが利用される。当該タービンの軸は発電機 8 に接続されており、熱交換器 6 2 から配管 6 1 を介して送り込まれる作動流体の飽和蒸気によりタービンが駆動されることにより、発電機 8 において発電が行われる。凝縮器 6 4 は、膨張機 6 3 にて膨張させた作動流体を凝縮して液化させる。ポンプ 6 5 は、凝縮器 6 4 にて液化された作動流体を加圧しつつ熱交換器 6 2 へと送出する昇圧ポンプである。

30

【 0 0 2 7 】

熱負荷取得部 7 1 は、熱交換器 6 2 における熱負荷を取得する。熱負荷取得部 7 1 による熱負荷の取得は、原動機 3 の回転数に基づいて行われる。具体的には、コンプレッサ 4 2 から熱交換器 6 2 へと掃気路 3 1 を流れる掃気の温度および流量が、原動機 3 の回転数に基づいて求められ、掃気温度および掃気流量に基づいて熱負荷が取得される。

【 0 0 2 8 】

図 3 は、廃熱回収装置 6 における発電機 8 による発電量 ( 以下、「回収動力」という。 ) と掃気温度との関係を示す図である。図 3 の横軸は掃気温度 ( ) を示し、縦軸は、掃気温度が 2 1 3 のときの回収動力に対する各掃気温度における回収動力の割合を示す。図 3 に示すように、掃気温度が高くなると廃熱回収装置 6 による回収動力は増加し、掃気温度が低くなると回収動力は減少する。

40

【 0 0 2 9 】

図 4 は、原動機からの排気の一部を吸気に混合するための分岐排気路が設けられない原動機システム ( 以下、「比較例の原動機システム」という。 ) における原動機負荷と掃気温度との関係を示す図である。図 4 の横軸は原動機負荷 ( % ) を示し、縦軸は、原動機負荷が 8 0 % である場合の掃気温度に対する各原動機負荷における掃気温度の割合を示す。図 4 に示すように、比較例の原動機システムでは、原動機負荷が低下するに従って掃気温

50

度が大きく低下する。換言すれば、原動機負荷が低下するに従って廃熱回収装置の熱交換器における熱負荷が大きく低下する。

【0030】

図5は、原動機負荷と回収動力との関係を示す図である。図5の横軸は原動機負荷(%)を示し、縦軸は、原動機負荷が80%である場合の回収動力に対する各原動機負荷における回収動力の割合を示す。比較例の原動機システムでは、原動機負荷が低下するに従って上述のように熱交換器における熱負荷が大きく低下するため、図5中において破線91にて示すように、廃熱回収装置による回収動力も大きく減少する。

【0031】

これに対し、本実施の形態に係る原動機システム1では、分岐排気路322を介して過給機4による圧縮途上の吸気に分岐排気が混合されることにより、比較例の原動機システムよりも掃気温度が高くなる。これにより、比較例の原動機システムに比べて、廃熱回収装置6により掃気から効率良く廃熱を回収し、回収動力を大きくすることができる。また、掃気に比べて圧力が低い圧縮途上の吸気に対して分岐排気を吹き込むことにより、分岐排気を加圧することなく、あるいは、僅かに加圧するのみにて吸気に混合することができる。その結果、分岐排気に加圧に係る構造を省略または小型化することができ、原動機システム1の構造を簡素化することができる。さらに、分岐排気路322が、コンプレッサ42の羽根車421の先端部426と掃気路31との間においてケーシング422に接続されることにより、分岐排気を圧縮途上の吸気に容易に混合することができる。

10

【0032】

原動機システム1では、熱負荷取得部71により取得された熱交換器62における熱負荷に基づいて(すなわち、熱負荷取得部71からの出力に基づいて)、排気流量制御部72により調節弁323が制御される。これにより、熱交換器62における熱負荷、および、廃熱回収装置6による回収動力を容易に制御することができる。

20

【0033】

原動機システム1では、例えば、原動機3の出力が常用出力未満の場合(本実施の形態では、原動機負荷が80%未満の場合)のみ、分岐排気がコンプレッサ42に供給され、排気流量制御部72により分岐排気の供給量が制御されることにより、掃気路31内の掃気温度が、常用出力時における掃気温度におよそ等しくされる。これにより、図5中において実線92にて示すように、原動機3の出力が常用出力未満の場合に、比較例の原動機システムに比べて、効率良く掃気から廃熱を回収し、回収動力を大きくすることができる。また、原動機3の出力が常用出力以上の場合にはコンプレッサ42に対する分岐排気の供給を停止することにより、原動機3からの全ての排気をタービン41に供給し、コンプレッサ42において効率良く吸気を圧縮することができる。

30

【0034】

なお、コンプレッサ42に対する分岐排気の供給の有無の基準となる原動機3の出力は、必ずしも常用出力には限定されず、原動機3の出力が所定の閾値出力未満の場合に分岐排気が圧縮途上の吸気に混合され、閾値出力以上の場合にはコンプレッサ42に対する分岐排気の供給が停止されてもよい。また、原動機3の出力の全範囲において、分岐排気がコンプレッサ42に供給されてもよい。

40

【0035】

原動機システム1では、原動機3の出力および調節弁323の開度に基づいて、分岐排気路322を流れる分岐排気の流量が求められる。そして、分岐排気路322を流れる分岐排気の流量に基づいて、吸気流量制御部73により調節弁431が制御されることにより、吸気路43を流れる吸気の流量が制御される。具体的には、分岐排気路322からコンプレッサ42に供給される分岐排気の量に応じて、吸気路43を流れる吸気の流量を減少させる。これにより、過給機4から原動機3に供給される掃気の圧力を、原動機負荷に応じて予め定められている最適圧力とすることができる。その結果、掃気の過剰供給による原動機3の効率低下を防止することができる。

【0036】

50

原動機システム 1 では、上述のように、コンプレッサ 4 2 による圧縮途上の吸気に分岐排気が混合されることにより、原動機負荷の広い範囲に亘って、掃気の廃熱を効率良く回収することができる。したがって、原動機システム 1 は、原動機 3 を低負荷にて運転する頻度が比較的高い船用の主機システムに特に適している。

【 0 0 3 7 】

熱負荷取得部 7 1 では、熱交換器 6 2 における熱負荷を、原動機 3 の回転数に基づいて容易に取得することができる。また、膨張機 6 3 が、熱交換器 6 2 にて気化された作動流体により回転するタービンであるため、廃熱回収装置 6 の構造は、比較的大きい廃熱を回収する原動機システムに特に適している。

【 0 0 3 8 】

図 6 は、本発明の第 2 の実施の形態に係る原動機システム 1 a の構成を示す図である。原動機システム 1 a では、図 1 に示す過給機 4 に代えて、過給機 4 とは構造が異なる過給機 4 a が設けられる。その他の構成は、図 1 に示す原動機システム 1 と同様であり、以下の説明では対応する構成に同符号を付す。

【 0 0 3 9 】

過給機 4 a は、タービン 4 1 と、第 1 コンプレッサ 4 4 と、第 2 コンプレッサ 4 5 と、接続流路 4 6 とを備える。第 1 コンプレッサ 4 4 は、タービン 4 1 に機械的に接続される。第 2 コンプレッサ 4 5 は、第 1 コンプレッサ 4 4 に機械的に接続されることにより、タービン 4 1 に間接的に接続される。第 1 コンプレッサ 4 4 と第 2 コンプレッサ 4 5 とは接続流路 4 6 により接続される。第 1 コンプレッサ 4 4 には吸気路 4 3 が接続され、第 2 コンプレッサ 4 5 には掃気路 3 1 が接続される。以下の説明では、第 1 コンプレッサ 4 4 と第 2 コンプレッサ 4 5 とをまとめて「コンプレッサ群」ともいう。

【 0 0 4 0 】

タービン 4 1 は、原動機 3 から主排気路 3 2 1 を介して供給された主排気により回転する。第 1 コンプレッサ 4 4 は、タービン 4 1 の回転を動力として、吸気路 4 3 から供給される吸気を加圧して圧縮する。第 1 コンプレッサ 4 4 を通過した吸気は、接続流路 4 6 により第 2 コンプレッサ 4 5 へと導かれる。第 2 コンプレッサ 4 5 は、第 1 コンプレッサ 4 4 を介して伝達されるタービン 4 1 の回転を動力として、第 1 コンプレッサ 4 4 を通過した吸気をさらに加圧して圧縮することにより掃気を生成する。第 2 コンプレッサ 4 5 により生成された掃気は、掃気路 3 1 を介して原動機 3 に供給される。

【 0 0 4 1 】

原動機システム 1 a では、主排気路 3 2 1 から分岐する分岐排気路 3 2 2 が、過給機 4 a の接続流路 4 6 に接続される。そして、接続流路 4 6 を流れる吸気、すなわち、コンプレッサ群による圧縮途上の吸気に、分岐排気路 3 2 2 を介して分岐排気が混合される。これにより、第 1 の実施の形態と同様に、比較例の原動機システムよりも掃気温度が高くなる。その結果、廃熱回収装置 6 により掃気から効率良く廃熱を回収し、回収動力を大きくすることができる。また、掃気に比べて圧力が低い圧縮途上の吸気に対して分岐排気を吹き込むことにより、分岐排気を加圧することなく、あるいは、僅かに加圧するのみにて吸気に混合することができる。その結果、原動機システム 1 の構造を簡素化することができる。さらに、分岐排気路 3 2 2 が、第 1 コンプレッサ 4 4 と第 2 コンプレッサ 4 5 との間の接続流路 4 6 に接続されることにより、分岐排気を圧縮途上の吸気に容易に混合することができる。

【 0 0 4 2 】

原動機システム 1 a では、第 1 の実施の形態と同様に、熱負荷取得部 7 1 により取得された熱交換器 6 2 における熱負荷に基づいて（すなわち、熱負荷取得部 7 1 からの出力に基づいて）、排気流量制御部 7 2 により調節弁 3 2 3 が制御される。これにより、熱交換器 6 2 における熱負荷、および、廃熱回収装置 6 による回収動力を容易に制御することができる。そして、掃気から効率良く廃熱を回収し、回収動力を大きくすることができる。

【 0 0 4 3 】

また、分岐排気路 3 2 2 を流れる分岐排気の流量に基づいて、吸気流量制御部 7 3 によ

10

20

30

40

50



り調節弁431が制御されることにより、吸気路43を流れる吸気の流量が制御され、分岐排気路322から接続流路46に供給される分岐排気の量に応じて、吸気路43を流れる吸気の流量を減少させる。これにより、過給機4から原動機3に供給される掃気の圧力を、原動機負荷に応じて予め定められている最適圧力とすることができる。その結果、掃気の過剰供給による原動機3の効率低下を防止することができる。

【0044】

原動機システム1aでは、上述のように、コンプレッサ群による圧縮途上の吸気に分岐排気が混合されることにより、原動機負荷の広い範囲に亘って、掃気の廃熱を効率良く回収することができる。したがって、原動機システム1aは、原動機3が低負荷にて運転される頻度が比較的高い船用の主機システムに特に適している。

10

【0045】

熱負荷取得部71では、熱交換器62における熱負荷を、原動機3の回転数に基づいて容易に取得することができる。また、膨張機63が、熱交換器62にて気化された作動流体により回転するタービンであるため、廃熱回収装置6の構造は、比較的大きい廃熱を回収する原動機システムに特に適している。

【0046】

以上、本発明の実施の形態について説明してきたが、本発明は上記実施の形態に限定されるものではなく、様々な変更が可能である。

【0047】

上記実施の形態に係る原動機システム1, 1aでは、廃熱回収装置6の膨張機63は、タービンには限定されず、例えば、膨張弁が膨張機63として利用されてよい。膨張機63は、必ずしも発電機8に接続される必要はなく、膨張機63からの出力は、原動機システム1, 1aが配置される船内の様々な用途に利用されてよい。また、廃熱回収装置6の作動流体は、有機媒体には限定されない。

20

【0048】

第1の実施の形態に係る原動機システム1では、掃気路31上に掃気の温度および流量を測定するセンサが設けられ、当該センサからの出力に基づいて熱交換器62の熱負荷が取得されてもよい。また、必ずしも熱交換器62の熱負荷が取得される必要はなく、排気流量制御部72により原動機3の回転数に基づいて調節弁323が制御されることにより、コンプレッサ42に供給される分岐排気の流量が制御されてもよい。

30

【0049】

第2の実施の形態に係る原動機システム1aにおいても同様に、熱負荷取得部71により熱交換器62の熱負荷が取得されることなく、排気流量制御部72により原動機3の回転数に基づいて調節弁323が制御されることにより、接続流路46に供給される分岐排気の流量が制御されてもよい。原動機システム1, 1aでは、分岐排気路322を流れる分岐排気の流量は、原動機3の回転数に拘わらず一定であってもよい。また、原動機システム1, 1aでは、分岐排気が圧縮途上の吸気に供給されることにより、掃気温度が比較例の原動機システムよりも高くなるのであれば、掃気温度は必ずしも常用出力時の掃気温度におよそ等しくされる必要はない。

【0050】

原動機システム1, 1aでは、掃気路31の熱交換器62と原動機3との間に、海水等により掃気を冷却する冷却装置が設けられてもよい。これにより、掃気をさらに冷却して原動機3の効率を向上することができる。また、メンテナンス等により廃熱回収装置6が停止される場合であっても、掃気を冷却することができる。

40

【0051】

原動機3は、必ずしも2ストロークエンジンである必要はなく、4ストロークエンジンが原動機3として利用されてもよい。この場合も、上記実施の形態と同様に、過給機4, 4aにより加圧された吸気である給気から、廃熱回収装置6により効率良く廃熱を回収し、回収動力を大きくすることができる。原動機システム1, 1aは、船舶の主機システム以外の用途に使用されてよく、過給機付き原動機2は、船用原動機には限定されない。

50

## 【 0 0 5 2 】

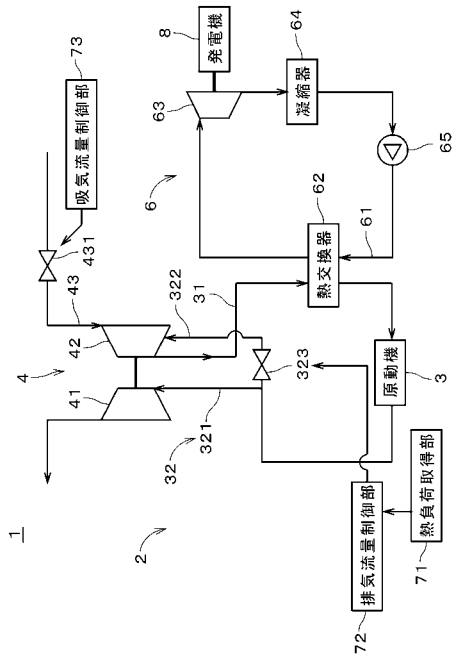
上記実施形態および各変形例における構成は、相互に矛盾しない限り適宜組み合わせられてよい。

## 【 符号の説明 】

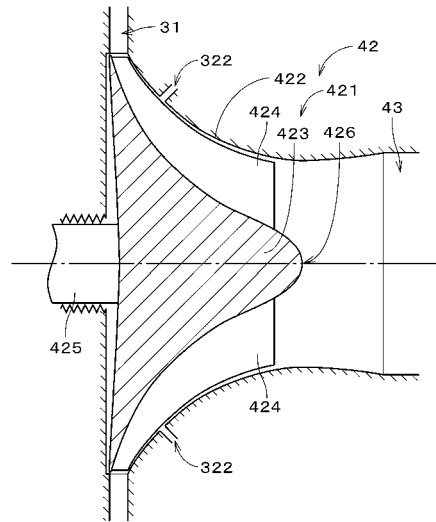
## 【 0 0 5 3 】

1, 1 a	原動機システム	
3	原動機	
4, 4 a	過給機	
3 1	掃気路	
4 1	タービン	10
4 2	コンプレッサ	
4 3	吸気路	
4 4	第1コンプレッサ	
4 5	第2コンプレッサ	
4 6	接続流路	
6 2	熱交換器	
6 3	膨張機	
6 4	凝縮器	
6 5	ポンプ	
7 1	熱負荷取得部	20
7 2	排気流量制御部	
7 3	吸気流量制御部	
3 2 1	主排気路	
3 2 2	分岐排気路	
3 2 3	調節弁	
4 2 1	羽根車	
4 2 2	ケーシング	
4 2 6	先端部	
4 3 1	調節弁	

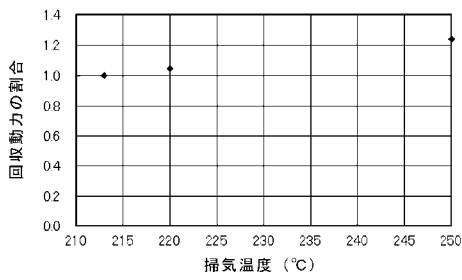
【 図 1 】



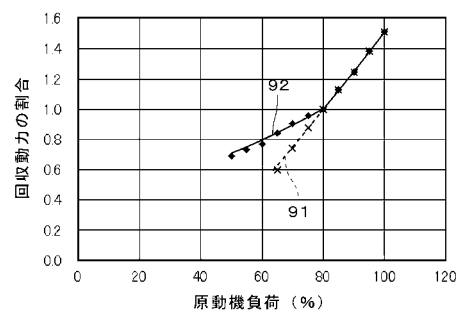
【 図 2 】



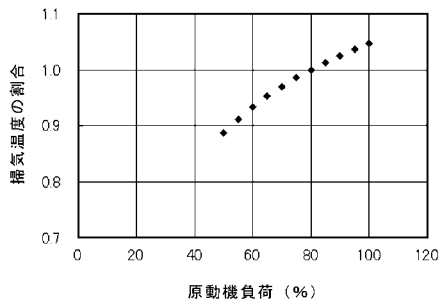
【 図 3 】



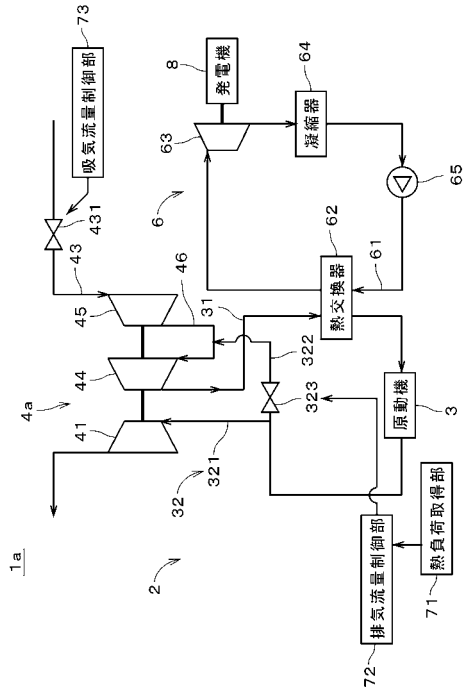
【 図 5 】



【 図 4 】



【 図 6 】



## フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I		テーマコード(参考)
<b>F 0 1 K 23/02</b>	<b>(2006.01)</b>	F 0 2 M	25/07	5 5 0 C
<b>F 0 1 K 23/10</b>	<b>(2006.01)</b>	F 0 2 B	39/00	G
		F 0 1 K	23/02	P
		F 0 1 K	23/10	P

(72)発明者 岡 崎 泰英  
大阪府大阪市住之江区南港北1丁目7番89号 日立造船株式会社内

(72)発明者 八木 厚太郎  
大阪府大阪市住之江区南港北1丁目7番89号 日立造船株式会社内

(72)発明者 元田 隆光  
大阪府大阪市住之江区南港北1丁目7番89号 日立造船株式会社内

(72)発明者 福山 雅久  
大阪府大阪市住之江区南港北1丁目7番89号 日立造船株式会社内

Fターム(参考) 3G005 DA04 EA16 EA23 GB15 GB16 GB17 GB85 HA12 HA13 HA19  
3G062 AA02 AA05 BA06 GA01 GA04 GA21  
3G081 BA02 BB04 BC03 BD00