

(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2011-106475  
(P2011-106475A)

(43) 公開日 平成23年6月2日(2011.6.2)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
FO1K 23/10 (2006.01)	FO1K 23/10 P	3G081
FO1K 23/02 (2006.01)	FO1K 23/02 P	
FO1K 25/10 (2006.01)	FO1K 25/10 F	
FO2G 5/00 (2006.01)	FO2G 5/00 B	
FO2G 5/02 (2006.01)	FO2G 5/02 B	

審査請求 有 請求項の数 3 O L (全 9 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2011-48742 (P2011-48742)  
 (22) 出願日 平成23年3月7日 (2011.3.7)  
 (62) 分割の表示 特願2006-82778 (P2006-82778) の分割  
 原出願日 平成18年3月24日 (2006.3.24)

(71) 出願人 000000284  
 大阪瓦斯株式会社  
 大阪府大阪市中央区平野町四丁目1番2号  
 (74) 代理人 100107308  
 弁理士 北村 修一郎  
 (74) 代理人 100128901  
 弁理士 東 邦彦  
 (72) 発明者 藤本 洋  
 大阪府大阪市中央区平野町四丁目1番2号  
 大阪瓦斯株式会社内  
 (72) 発明者 若林 努  
 大阪府大阪市中央区平野町四丁目1番2号  
 大阪瓦斯株式会社内  
 Fターム(参考) 3G081 BA01 BA02 BA20 BB07 BC04  
 BC06 BC07

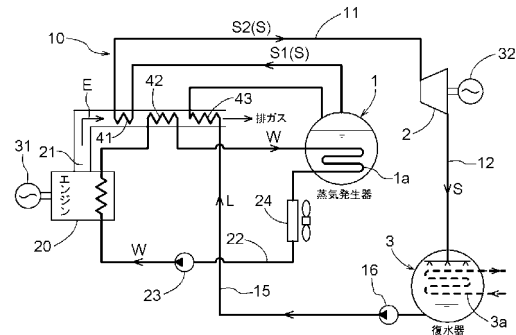
(54) 【発明の名称】 動力システム

(57) 【要約】

【課題】 エンジンの排熱を有効利用して、高いエネルギー効率で発電機等を駆動するための蒸気タービンの軸出力を得ることができる動力システムを提供する。

【解決手段】 エンジン20から排出されたエンジン排ガスEが流通する排ガス流路21に、蒸気発生器1から蒸気タービン2へ供給される蒸気Sをエンジン排ガスEとの熱交換により過熱する蒸気過熱用熱交換器41を備えると共に、排ガス流路21の蒸気過熱用熱交換器41の下流側に、復水器3から蒸気発生器1に供給される溶液をエンジン排ガスEとの熱交換により予熱する溶液予熱用熱交換器43を備えた。

【選択図】 図2



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

作動流体の溶液を加熱して当該作動流体の蒸気を発生する蒸気発生器と、前記蒸気発生器から供給された前記蒸気により駆動する蒸気タービンと、前記蒸気タービンから排出された前記蒸気を冷却して前記溶液に復水させる復水器と、前記復水器から供給された前記溶液を前記蒸気発生器に供給する供給ポンプとの順に夫々を、前記作動流体が循環する動力サイクル回路を備え、

エンジンから排出されたエンジン冷却水を、前記蒸気発生器の熱源として供給するように構成された動力システムであって、

前記エンジンから排出されたエンジン排ガスが流通する排ガス流路に、前記蒸気発生器から前記蒸気タービンへ供給される蒸気を前記エンジン排ガスとの熱交換により過熱する蒸気過熱用熱交換器を備え、

前記排ガス流路の前記蒸気過熱用熱交換器の下流側に、前記復水器から前記蒸気発生器に供給される溶液を前記エンジン排ガスとの熱交換により予熱する溶液予熱用熱交換器を備えた動力システム。

## 【請求項 2】

前記エンジンから排出されたエンジン冷却水を前記蒸気発生器に直接供給するように構成されている請求項 1 に記載の動力システム。

## 【請求項 3】

前記作動流体が、アンモニアと水とを混合してなる水 - アンモニア系の作動流体である請求項 1 又は 2 に記載の動力システム。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、作動流体の溶液を加熱して当該作動流体の蒸気を発生する蒸気発生器と、前記蒸気発生器から供給された前記蒸気により駆動する蒸気タービンと、前記蒸気タービンから排出された前記蒸気を冷却して前記溶液に復水させる復水器と、前記復水器から供給された前記溶液を前記蒸気発生器に供給する供給ポンプとの順に夫々を、前記作動流体が循環する動力サイクル回路を備え、

エンジンから排出されたエンジン冷却水を、前記蒸気発生器の熱源として供給するように構成された動力システムに関する。

## 【背景技術】

## 【0002】

エンジンの排熱を効率良く回収して、発電機等を駆動するための軸出力を得るための動力システムとして、蒸気発生器において、上記エンジンの排熱により作動流体の溶液を加熱して作動流体の蒸気を発生し、その蒸気が流通する蒸气流路に配置された蒸気タービンにおいて、その蒸気により得た軸出力により発電機等を駆動するものが知られている。(例えば、特許文献 1 を参照。)

## 【0003】

上記動力システムとしては、上記蒸気発生器及び上記蒸気タービンに加えて、蒸気タービンから排出された蒸気を冷却して溶液に復水させる復水器と、復水器から供給された溶液を蒸気発生器に供給する供給ポンプとを備えてランキンサイクルを実現するものがある。

そして、かかるランキンサイクルで使用される作動流体として、アンモニア等の低沸点媒体と水等の高沸点媒体とを混合してなる水 - アンモニア系等の非共沸混合媒体を用いたものが知られている(例えば、特許文献 2 ~ 4 を参照。)

## 【0004】

上記のような動力システムにおいて、エンジンから排出されたエンジン冷却水を、前記蒸気発生器の熱源として供給するように構成する場合があります、更に、エンジンから排出されたエンジン排ガスが流通する排ガス流路に、そのエンジンから蒸気発生器へ供給される

エンジン冷却水をエンジン排ガスとの熱交換により一層高温に加熱する冷却水加熱用熱交換器を設けて、エンジンの排熱の回収効率の向上を図る場合がある。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2003-254011号公報

【特許文献2】特開2003-161115号公報

【特許文献3】特開2001-248409号公報

【特許文献4】特開2005-171891号公報

【発明の概要】

10

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、排ガス流路に冷却水加熱用熱交換器を設けて、エンジン排ガスとの熱交換により加熱したエンジン冷却水を蒸気発生器に供給する場合には、その冷却水加熱用熱交換器において、非常に高温のエンジン排ガスの熱を比較的低温のエンジン冷却水の熱として回収することになるので、大きなエクセルギー損失が発生することになる。

【0007】

また、排ガス流路を流通するエンジン排ガスが保有する熱のうち、エンジン冷却水よりも低温の熱については、そのまま回収されずに排出されてしまうことになり、排熱ロスが発生することになる。

20

【0008】

本発明は、上記の課題に鑑みてなされたものであり、その目的は、エンジンの排熱を有効利用して、高いエネルギー効率で発電機等を駆動するための蒸気タービンの軸出力を得ることができる動力システムを提供する点にある。

【課題を解決するための手段】

【0009】

上記目的を達成するための本発明に係る動力システムは、作動流体の溶液を加熱して当該作動流体の蒸気を発生する蒸気発生器と、前記蒸気発生器から供給された前記蒸気により駆動する蒸気タービンと、前記蒸気タービンから排出された前記蒸気を冷却して前記溶液に復水させる復水器と、前記復水器から供給された前記溶液を前記蒸気発生器に供給する供給ポンプとの順に夫々を、前記作動流体が循環する動力サイクル回路を備え、

30

エンジンから排出されたエンジン冷却水を、前記蒸気発生器の熱源として供給するように構成された動力システムであって、その第1特徴構成は、前記エンジンから排出されたエンジン排ガスが流通する排ガス流路に、前記蒸気発生器から前記蒸気タービンへ供給される蒸気を前記エンジン排ガスとの熱交換により過熱する蒸気過熱用熱交換器を備えると共に、

前記排ガス流路の前記蒸気過熱用熱交換器の下流側に、前記復水器から前記蒸気発生器に供給される溶液を前記エンジン排ガスとの熱交換により予熱する溶液予熱用熱交換器を備えた点にある。

【0010】

40

上記第1特徴構成によれば、上記排ガス流路における上流側に、上記蒸気過熱用熱交換器を設けることにより、上記蒸気過熱用熱交換器において過熱された過熱蒸気が蒸気タービンに供給されることで、上記高温のエンジン排ガスの熱が、蒸気タービンの軸出力に変換されることになるので、高いエネルギー効率を実現することができる。

【0011】

更に、上記排ガス流路における上記蒸気過熱用熱交換器よりも下流側に、上記溶液予熱用熱交換器を設けることにより、上記蒸気加熱用熱交換器で温度低下したエンジン排ガスの熱を、上記溶液予熱用熱交換器において当該エンジン排ガス更にはエンジン冷却水よりは低温である溶液を予熱する形態で回収することができるので、排熱ロスを低減することができる。そして、その予熱された溶液が、蒸気発生器で蒸気となって蒸気タービンに供

50

給されることで、上記低温のエンジン排ガスの熱が、蒸気タービンの軸出力に変換されるので、一層エネルギー効率を向上することができる。

【0012】

従って、排ガス流路に上記蒸気過熱用熱交換器と上記溶液予熱用熱交換器とを上流側から順に配置することで、エンジン排ガスの熱を高温部分から低温部分にかけて十分に回収して、エンジンの排熱を有効利用することができ、高いエネルギー効率で発電機等を駆動するための蒸気タービンの軸出力を得ることができる動力システムを実現することができる。

【0013】

本発明に係る動力システムの第2特徴構成は、上記第1特徴構成に加えて、前記エンジンから排出されたエンジン冷却水を前記蒸気発生器に直接供給するように構成されている点にある。

10

【0014】

上記第2特徴構成によれば、上記溶液予熱用熱交換によりエンジン排ガスの低温部分の熱を回収できることから、その溶液よりも高温であるエンジンから排出された直後のエンジン冷却水については、エンジン排ガスの熱を回収することなく直接蒸気発生器の熱源として供給することができ、エンジン冷却水をエンジン排ガスとの熱交換により加熱するための冷却水加熱用熱交換の設置コストを節約することができる。

【0015】

本発明に係る動力システムの第3特徴構成は、上記第1又は2の何れかの特徴構成に加えて、前記作動流体が、アンモニアと水とを混合してなる水-アンモニア系の作動流体である点にある。

20

【0016】

上記第3特徴構成によれば、作動流体として水-アンモニア系の作動流体を利用する動作サイクル回路において、エンジン排ガスの熱を、高温部分から低温部分にかけて、その作動流体に含まれるアンモニアの蒸気や水により適切に回収し、エンジンの排熱を有効利用することができる。

また、水とアンモニアの混合割合を、蒸気タービンの規模に応じて適切に選択することによって、蒸気タービンの効率を引き出すのに最適な蒸気圧力を選択することができる。即ち、蒸気圧力、つまり蒸気発生器における蒸気圧力は、アンモニア濃度によって変化する。

30

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】参考形態の動力システムの概略構成図

【図2】第1実施形態の動力システムの概略構成図

【図3】第2実施形態の動力システムの概略構成図

【発明を実施するための形態】

【0018】

本発明に係る動力システムの実施の形態について、図面に基づいて説明する。

図1～3に示す動力システムは、高温排熱としてのエンジン20から排出されるエンジン排ガスEの排熱を高温排熱とし、エンジン20を冷却するエンジン冷却水Wの排熱を低温排熱として、これらエンジン排ガスEとエンジン冷却水Wとから効率良く排熱回収して、蒸気タービン2により軸動力を出力するランキンサイクルを利用するように構成されている。

40

【0019】

そして、この動力システムは、作動流体の溶液Lを、作動流体を加熱して作動流体の蒸気Sを発生する蒸気発生器1、蒸気発生器1から蒸気流路11を通じて供給された蒸気Sにより駆動する蒸気タービン2、蒸気タービン2から排出され蒸気排出路12を通じて供給された蒸気Sを冷却水との熱交換により冷却して溶液Lに復水させる復水器3と、復水器3から供給された溶液Lを、流路15を通じて蒸気発生器1に供給する供給ポンプ16

50

との順に、この作動流体を循環させる動力サイクル回路 10 を備えて構成されている。

【0020】

尚、上記作動流体としては、低沸点媒体としてのアンモニアと、当該アンモニアを吸収可能な高沸点媒体としての水との水 - アンモニア系等の非共沸混合媒体を用いられているが、水又はアンモニアなどの一種の作動流体を用いることもできる。

【0021】

また、上記エンジン 20 の出力軸に対しては、当該出力軸により駆動して発電するエンジン用発電機 31 が設けられており、一方、上記蒸気タービン 2 の出力軸に対しても、当該出力軸により駆動して発電する蒸気タービン用発電機 32 が設けられている。

そして、エンジン駆動用発電機 30 が発生した発電電力、及び、蒸気タービン用発電機 32 が発生した発電電力は、適宜、商用電力系統に連系するべく商用電力周波数（例えば 50 Hz 又は 60 Hz）の交流電力として、電気機器などの交流負荷に供給することができる。

【0022】

動力サイクル回路 10 において、蒸気発生器 1 には、エンジン 20 から排出されたエンジン冷却水 W が通流する加熱管 1a が配設され、その加熱管 1a 内に、エンジン 20 から排出された比較的高温のエンジン冷却水 W が通流することにより、そのエンジン冷却水 W との熱交換により溶液 L が加熱されて蒸気 S が発生する。即ち、エンジン 20 から排出されたエンジン冷却水 W が、蒸気発生器 1 の熱源として供給されている。

【0023】

また、エンジン冷却水 W は、循環ポンプ 23 の作動により循環流路 22 を通じてエンジン 20 と当該加熱管 1a との間で循環しており、更に、蒸気発生器 1 の加熱管 1a を通流した後のエンジン冷却水 W は、ラジエタ 24 において空冷された後に再びエンジン 20 に供給される。

【0024】

動力サイクル回路 10 において、復水器 3 には、例えば、クーリングタワー等で空冷された冷却水が冷熱源として通流する冷却管 3a が配設され、その冷却管 3a 内に、冷却水が通流することにより、蒸気 S 及び溶液 L と冷却水との間の熱交換が行われ、蒸気 S が凝縮して溶液 L に混合されるときに生じる凝縮潜熱及び混合熱が冷却水により奪われる。

【0025】

以上の構成が、本動力システムの基本構成であるが、この動力システムは、エンジン 20 の排熱を有効利用して、高いエネルギー効率で発電機 32 を駆動するための蒸気タービン 2 の軸出力を得ることができる動力システムとして構成されており、その実施形態である第 1（図 2）、及び、第 2（図 3）の実施形態について、以下に説明を加える。

【0026】

〔参考形態〕

本動力システムの実施形態を説明するにあたり、まず初めに、参考となる動力システムの参考形態を示す。図 1 に示す参考形態の動力システムでは、エンジン 20 から排出されたエンジン排ガス E が流通する排ガス流路 21 の上流側には、蒸气流路 11 を通じて蒸気発生器 1 から蒸気タービン 2 へ供給される蒸気 S をエンジン排ガス E との熱交換により過熱する蒸気過熱用熱交換器 41 が設けられている。

更に、その排ガス流路 21 の上記蒸気過熱用熱交換器 41 の下流側には、エンジン 20 から蒸気発生器 1 に供給されるエンジン冷却水 W をエンジン排ガス E との熱交換により加熱する冷却水加熱用熱交換器 42 が設けられている。

【0027】

即ち、蒸気発生器 1 においてエンジン冷却水 W により加熱されて蒸発した蒸気 S1 は、エンジン 20 から排出された直後のエンジン排ガス E よりも低温であるが、循環流路 22 においてエンジン 20 から排出された直後のエンジン冷却水 W よりも高温である。

よって、エンジン 20 から排出された直後の高温のエンジン排ガス E の比較的高温部分の熱は、上記蒸気過熱用熱交換器 41 において、エンジン冷却水 W よりも高温の蒸気 S1

10

20

30

40

50

を過熱する形態で回収されるので、エクセルギー損失が低減されている。

そして、その過熱された過熱蒸気 S 2 が回収したエンジン排ガス E の高温部分の熱は、その過熱蒸気 S 2 が蒸気タービン 2 に供給されることで、発電機 3 2 を駆動するための蒸気タービン 2 の軸出力に変換されて、エネルギー効率が向上されている。

【 0 0 2 8 】

一方、循環流路 2 2 においてエンジン 2 0 から排出された直後のエンジン冷却水 W は、排ガス流路 2 1 において上記蒸気過熱用熱交換器 4 1 で高温部分の熱が回収され温度低下したエンジン排ガス E よりも低温である。

よって、上記蒸気過熱用熱交換器 4 1 で温度低下したエンジン排ガス E の比較的熱は、エンジン 2 0 から蒸気発生器 1 に供給されるエンジン冷却水 W をより高温に加熱する形態で回収されるので、エンジン排ガス E の排出による排熱ロスが低減されている。

そして、エンジン 2 0 から排出されたエンジン冷却水 W は、上記冷却水加熱用熱交換器 4 2 でより高温に加熱された後に、蒸気発生器 1 の加熱管 1 a に熱源として供給されることで、エンジン冷却水 W を加熱しないで蒸気発生器 1 に供給する場合と比較して、蒸気発生器 1 における蒸気発生量が増加し、蒸気タービン 2 の軸出力が増加する分、エネルギー効率が向上されている。

【 0 0 2 9 】

〔 第 1 実施形態 〕

図 2 に示す第 1 実施形態の動力システムでは、上記参考形態と同様に、エンジン 2 0 から排出されたエンジン排ガス E が流通する排ガス流路 2 1 の上流側には、蒸気過熱用熱交換器 4 1 が設けられており、更に、排ガス流路 2 1 の上記蒸気過熱用熱交換器 4 1 の下流側には、冷却水加熱用熱交換器 4 2 が設けられており、この構成によりエネルギー効率が向上されている。

【 0 0 3 0 】

更に、その排ガス流路 2 1 の上記冷却水加熱用熱交換器 4 2 の下流側には、流路 1 5 を通じて復水器 3 から蒸気発生器 1 に供給される溶液 L をエンジン排ガス E との熱交換により予熱する溶液予熱用熱交換器 4 3 が設けられている。

【 0 0 3 1 】

即ち、流路 1 5 を通じて復水器 3 から蒸気発生器 1 に供給される溶液 L は、上記冷却水加熱用熱交換器 4 2 で低温部分の熱が回収され温度低下したエンジン排ガス E よりも低温である。

よって、上記冷却水加熱用熱交換器 4 2 から排出された後の低温のエンジン排ガス E の熱は、上記溶液予熱用熱交換器 4 3 において蒸気発生器 1 に供給される溶液 L を予熱する形態で回収されるので、エンジン排ガス E の排出による排熱ロスが低減されている。

そして、その予熱された溶液 L が、蒸気発生器 1 で蒸気となって蒸気タービン 2 に供給されることで、上記低温のエンジン排ガス E の熱が、発電機 3 2 を駆動するための蒸気タービン 2 の軸出力に変換されて、エネルギー効率が一層向上されている。

【 0 0 3 2 】

〔 第 2 実施形態 〕

図 3 に示す第 2 実施形態の動力システムでは、エンジン 2 0 から排出されたエンジン排ガス E が流通する排ガス流路 2 1 の上流側には、上記参考実施形態と同様に、蒸気過熱用熱交換器 4 1 が設けられており、更に、その排ガス流路 2 1 の上記蒸気過熱用熱交換器 4 1 の下流側には、上記第 2 実施形態と同様に、流路 1 5 を通じて復水器 3 から蒸気発生器 1 に供給される溶液 L をエンジン排ガス E との熱交換により予熱する溶液予熱用熱交換器 4 3 が設けられている。

【 0 0 3 3 】

即ち、上記蒸気過熱用熱交換器 4 1 において、エンジン 2 0 から排出された直後の高温のエンジン排ガス E の比較的高温部分の熱が、低いエクセルギー損失でエンジン冷却水 W よりも高温の蒸気 S 1 を過熱する形態で回収され、その過熱蒸気 S 2 が蒸気タービン 2 に供給されることで、発電機 3 2 を駆動するための蒸気タービン 2 の軸出力に変換されて、

エネルギー効率が向上されている。

更に、上記溶液予熱用熱交換器 4 3 において、上記蒸気過熱用熱交換器 4 1 で高温部分の熱が回収され温度低下したエンジン排ガス E の熱が、蒸気発生器 1 に供給される溶液 L を予熱する形態で回収されて、排熱ロスが低減され、その予熱された溶液 L が蒸気となって蒸気タービン 2 に供給されることで、発電機 3 2 を駆動するための蒸気タービン 2 の軸出力に変換されて、エネルギー効率が一層向上されている。

【 0 0 3 4 】

更に、この第 2 実施形態の動力システムは、図 2 に示す上記第 1 実施形態の動力システムに対して、冷却水加熱用熱交換器 4 2 が省略されて、当該冷却水加熱用熱交換器 4 2 の設置コストが節約されている。

10

【 産業上の利用可能性 】

【 0 0 3 5 】

本発明に係る動力システムは、エンジンの排熱を有効利用して、高いエネルギー効率で発電機等を駆動するための蒸気タービンの軸出力を得ることができる動力システムとして有効に利用可能である。

【 符号の説明 】

【 0 0 3 6 】

- 1 : 蒸気発生器
- 2 : 蒸気タービン
- 3 : 復水器
- 1 0 : 動力サイクル回路
- 1 6 : 供給ポンプ
- 2 0 : エンジン
- 2 1 : 排ガス流路
- 4 1 : 蒸気過熱用熱交換器
- 4 2 : 冷却水加熱用熱交換器
- 4 3 : 溶液予熱用熱交換器

20



---

フロントページの続き

(51) Int.Cl.			F I			テーマコード(参考)
<i>F 0 2 G</i>	<i>5/04</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 G</i>	<i>5/04</i>		G
<i>F 0 1 N</i>	<i>5/02</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 1 N</i>	<i>5/02</i>		F