

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5911052号

(P5911052)

(45) 発行日 平成28年4月27日(2016. 4. 27)

(24) 登録日 平成28年4月8日(2016. 4. 8)

(51) Int. Cl.

F I

FO2G 1/055 (2006.01)

FO2G 1/055 G

FO2G 1/06 (2006.01)

FO2G 1/06

FO1K 23/10 (2006.01)

FO1K 23/10 P

請求項の数 15 (全 25 頁)

(21) 出願番号 特願2011-267381 (P2011-267381)
 (22) 出願日 平成23年12月6日(2011. 12. 6)
 (65) 公開番号 特開2013-119788 (P2013-119788A)
 (43) 公開日 平成25年6月17日(2013. 6. 17)
 審査請求日 平成26年10月27日(2014. 10. 27)

(73) 特許権者 501204525
 国立研究開発法人 海上・港湾・航空技術
 研究所
 東京都三鷹市新川6丁目38番1号
 (74) 代理人 100098545
 弁理士 阿部 伸一
 (74) 代理人 100087745
 弁理士 清水 善廣
 (74) 代理人 100106611
 弁理士 辻田 幸史
 (74) 代理人 100111006
 弁理士 藤江 和典
 (74) 代理人 100116241
 弁理士 金子 一郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 スターリングエンジンシステム及びスターリングエンジンシステムを搭載した船舶

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1高温熱交換器と、第1シリンダの内部に設けた第1ディスプレイサピストン及び第1パワーピストンと、前記第1シリンダの外周部に配置した第1低温熱交換器とを有した第1スターリングエンジンと、第2シリンダの内部に設けた第2ディスプレイサピストン及び第2パワーピストンと、前記第2シリンダの外周部に配置した第2高温熱交換器と、第2低温熱交換器とを有した第2スターリングエンジンを備えたスターリングシステムにおいて、前記第1高温熱交換器に高温熱源からの高熱を作用させるとともに、前記第2低温熱交換器に低温熱源からの冷熱を作用させ、前記第1低温熱交換器と前記第2高温熱交換器に前記高熱と前記冷熱の間の温度域の中熱を作用させる中熱作用手段を備え、前記中熱作用手段を、前記第1低温熱交換器と前記第2高温熱交換器との間で熱媒体を循環させる循環経路としたことを特徴とするスターリングエンジンシステム。

【請求項2】

前記循環経路に、前記熱媒体の温度を調節する温度調節用熱交換器を備えたことを特徴とする請求項1に記載のスターリングエンジンシステム。

【請求項3】

第1高温熱交換器と第1低温熱交換器を有した第1スターリングエンジンと、第2高温熱交換器と第2低温熱交換器を有した第2スターリングエンジンを備えたスターリングシステムにおいて、前記第1高温熱交換器に高温熱源からの高熱を作用させるとともに、前記第2低温熱交換器に低温熱源からの冷熱を作用させ、前記第1低温熱交換器と前記第2

高温熱交換器に前記高熱と前記冷熱の間の温度域の中熱を作用させる中熱作用手段を備え、前記中熱作用手段を、前記第1高温熱交換器で熱交換した後の一方の中熱を前記第2高温熱交換器へ導く高温側経路と、前記第2低温熱交換器で熱交換した後の他方の中熱を前記第1低温熱交換器へ導く低温側経路としたことを特徴とするスターリングエンジンシステム。

【請求項4】

前記高温側経路及び／又は前記低温側経路に、前記高温側経路及び／又は前記低温側経路を循環する熱媒体の温度を調節する熱交換器を備えたことを特徴とする請求項3に記載のスターリングエンジンシステム。

【請求項5】

前記高温側経路を、前記第1低温熱交換器の出口から前記第2高温熱交換器の入口までとし、前記低温側経路を、前記第2高温熱交換器の出口から前記第1低温熱交換器の入口までとして、前記高温側経路と前記低温側経路とで循環経路を構成したことを特徴とする請求項3又は請求項4に記載のスターリングエンジンシステム。

【請求項6】

第1高温熱交換器と、第1シリンダの外周部に配置した第1低温熱交換器と、前記第1シリンダの内部に設けた第1ディスプレイサピストンを有した第1ユニットと、第2高温熱交換器と、第2シリンダの外周部に配置した第2低温熱交換器と、前記第2シリンダの内部に設けた第2ディスプレイサピストンを有した第2ユニットと、前記第1ディスプレイサピストン及び前記第2ディスプレイサピストンの作用によって動作するパワーピストンを有した第3ユニットと、前記第1ディスプレイサピストン、前記第2ディスプレイサピストン、及び前記パワーピストンを連結したクランク軸とを備え、前記第1高温熱交換器に高温熱源からの高熱を作用させるとともに、前記第2低温熱交換器に低温熱源からの冷熱を作用させ、前記第1低温熱交換器と前記第2高温熱交換器に前記高熱と前記冷熱の間の温度域の中熱を作用させる中熱作用手段を備え、前記中熱作用手段を、前記第1低温熱交換器と前記第2高温熱交換器との間で熱媒体を循環させる循環経路としたことを特徴とするスターリングエンジンシステム。

【請求項7】

前記第1ユニットには、前記第1高温熱交換器と連通する第1膨張空間と、前記第1低温熱交換器と連通する第1圧縮空間が形成され、前記第2ユニットには、前記第2高温熱交換器と連通する第2膨張空間と、前記第2低温熱交換器と連通する第2圧縮空間が形成され、前記第1圧縮空間と前記パワーピストンの一方の空間とを連通し、前記第2膨張空間と前記パワーピストンの一方の空間とを連通したことを特徴とする請求項6に記載のスターリングエンジンシステム。

【請求項8】

前記第1ユニットには、前記第1高温熱交換器と連通する第1膨張空間と、前記第1低温熱交換器と連通する第1圧縮空間が形成され、前記第2ユニットには、前記第2高温熱交換器と連通する第2膨張空間と、前記第2低温熱交換器と連通する第2圧縮空間が形成され、前記第1圧縮空間と前記パワーピストンの一方の空間とを連通し、前記第2膨張空間と前記パワーピストンの他方の空間とを連通したことを特徴とする請求項6に記載のスターリングエンジンシステム。

【請求項9】

第1高温熱交換器と、第1シリンダの外周部に配置した第1低温熱交換器と、前記第1シリンダの内部に設けた第1ディスプレイサピストンを有した第1ユニットと、第2シリンダの外周部に配置した第2高温熱交換器と、第2低温熱交換器と、前記第2シリンダの内部に設けた第2ディスプレイサピストンを有した第2ユニットと、前記第1ディスプレイサピストンの作用によって動作する第1パワーピストンを有した第3ユニットと、前記第2ディスプレイサピストンの作用によって動作する第2パワーピストンを有した第4ユニットと、前記第1ディスプレイサピストン、前記第2ディスプレイサピストン、前記第1パワーピストン、及び前記第2パワーピストンを連結したクランク軸とを備え、前

10

20

30

40

50

記第 1 高温熱交換器に高温熱源からの高熱を作用させるとともに、前記第 2 低温熱交換器に低温熱源からの冷熱を作用させ、前記第 1 低温熱交換器と前記第 2 高温熱交換器に前記高熱と前記冷熱の間の温度域の中熱を作用させる中熱作用手段を備え、前記中熱作用手段を、前記第 1 低温熱交換器と前記第 2 高温熱交換器との間で熱媒体を循環させる循環経路としたことを特徴とするスターリングエンジンシステム。

【請求項 10】

前記第 1 ディスプレーサピストン、前記第 1 パワーピストン、前記第 2 ディスプレーサピストン、及び前記第 2 パワーピストンを一つのクランク軸で連結したことを特徴とする請求項 1 に記載のスターリングエンジンシステム。

【請求項 11】

シリンダの外周部に再生器と一方の熱交換器とが配置され、前記シリンダ内にディスプレイサピストンが配置され、前記シリンダの一方はシリンダヘッドによって覆われ、前記シリンダヘッドと前記ディスプレイサピストンとの間に、他方の熱交換器と連通する一方の空間が形成されるユニットを 2 つ有するスターリングエンジンシステムであって、第 1 の前記ユニットでは、他方の前記熱交換器に高温熱源からの高熱を作用させ、一方の前記熱交換器に、前記高温熱源からの高熱より低い中熱を作用させ、第 2 の前記ユニットでは、他方の前記熱交換器に低温熱源からの冷熱を作用させ、一方の前記熱交換器に、前記低温熱源からの冷熱より高い中熱を作用させるに当り、前記シリンダの外周部に配置される一方の前記熱交換器を前記中熱を作用させる熱交換器として構成し、前記中熱を、第 1 の前記ユニットの一方の前記熱交換器と第 2 の前記ユニットの一方の前記熱交換器との間で循環経路を形成し、熱媒体を循環させて作用させることを特徴とするスターリングエンジンシステム。

【請求項 12】

前記高温熱源として燃焼機器の排ガスを用い、前記低温熱源として液化ガスを用いたことを特徴とする請求項 1 から請求項 11 のいずれかに記載のスターリングエンジンシステム。

【請求項 13】

前記燃焼機器の燃料として前記液化ガスを用いたことを特徴とする請求項 12 に記載のスターリングエンジンシステム。

【請求項 14】

前記燃焼機器をディーゼルエンジンとし、前記液化ガスを液化天然ガス（LNG）としたことを特徴とする請求項 12 又は請求項 13 に記載のスターリングエンジンシステム。

【請求項 15】

請求項 1 から請求項 14 のいずれかに記載のスターリングエンジンシステムを搭載した船舶。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、排熱及び冷熱を熱源として利用できるスターリングエンジンシステム及びスターリングエンジンシステムを搭載した船舶に関する。

【背景技術】

【0002】

昨今、船舶から放出される排気ガスによる大気汚染物質の低減、CO₂排出削減の観点から、船用ディーゼルエンジンに用いる石油代替燃料として天然ガスの利用が注目されている。天然ガスを船舶に用いる場合、天然ガスを液化した状態で貯蔵し、使用時に気化させることとなる。LNG（液化天然ガス）の温度は－160℃程度であり、気化させる際の潜熱を利用することで有効なエネルギーを外部に取り出すことができる。

排熱及び冷熱のエネルギーをスターリングエンジンに有効利用することは従来から考えられている。

【0003】

10

20

30

40

50

例えば、特許文献1では、液化天然ガスをラジエーターで気化させることで生じる気化ガスを燃焼させて得られる高温と、気化潜熱より得られる低温をスターリングエンジンの熱源に利用することが提案されている。

また、天然ガスによる冷熱と、燃焼装置から発生する高熱とを、一台のスターリングエンジンに用いることが提案されている（特許文献2から特許文献5）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開昭53-14258号公報

【特許文献2】特開2006-200431号公報

10

【特許文献3】特開2006-275018号公報

【特許文献4】特開2006-348872号公報

【特許文献5】特表2008-175151号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかし、1台のスターリングエンジンによって、ディーゼル排熱とLNG冷熱の温度差を利用する構成は、最も簡単な構成であるが、ピストンリング等のシールを常温部に配置することが難しく、低温部または高温部でのシールが必要となること、また高温熱源と低温熱源との距離が短く、熱交換器の配置が難しいこと等の問題がある。

20

【0006】

そこで、本発明は、ピストンリングなどのシールを高熱や冷熱にさらすことなく配置でき、耐久性に優れたスターリングエンジンシステム及びスターリングエンジンシステムを搭載した船舶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】

【0007】

請求項1記載の本発明に対応したスターリングエンジンシステムにおいては、第1高温熱交換器と、第1シリンダの内部に設けた第1ディスプレイサピストン及び第1パワーピストンと、第1シリンダの外周部に配置した第1低温熱交換器とを有した第1スターリングエンジンと、第2シリンダの内部に設けた第2ディスプレイサピストン及び第2パワーピストンと、第2シリンダの外周部に配置した第2高温熱交換器と、第2低温熱交換器とを有した第2スターリングエンジンを備えたスターリングシステムにおいて、第1高温熱交換器に高温熱源からの高熱を作用させるとともに、第2低温熱交換器に低温熱源からの冷熱を作用させ、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器に高熱と冷熱の間の温度域の中熱を作用させる中熱作用手段を備え、中熱作用手段を、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器との間で熱媒体を循環させる循環経路としたことを特徴とする。

30

請求項1に記載の本発明によれば、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器に中熱を作用させることで、ピストンリングなどのシールを高熱や冷熱にさらすことなく配置できるために耐久性に優れている。また、例えば常温水を熱媒体として用いることができ、ピストンリングなどのシールを常温付近に保つことができる。

40

【0008】

請求項2記載の本発明は、請求項1に記載のスターリングエンジンシステムにおいて、循環経路に、熱媒体の温度を調節する温度調節用熱交換器を備えたことを特徴とする。

請求項2に記載の本発明によれば、第1低温熱交換器及び第2高温熱交換器での熱交換量を調整でき、高効率化を図ることができる。

【0009】

請求項3記載の本発明に対応したスターリングエンジンシステムにおいては、第1高温熱交換器と第1低温熱交換器を有した第1スターリングエンジンと、第2高温熱交換器と第2低温熱交換器を有した第2スターリングエンジンを備えたスターリングシステムにおいて、第1高温熱交換器に高温熱源からの高熱を作用させるとともに、第2低温熱交換器

50

に低温熱源からの冷熱を作用させ、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器に高熱と冷熱の間の温度域の中熱を作用させる中熱作用手段を備え、中熱作用手段を、第1高温熱交換器で熱交換した後の一方の中熱を第2高温熱交換器へ導く高温側経路と、第2低温熱交換器で熱交換した後の他方の中熱を第1低温熱交換器へ導く低温側経路としたことを特徴とする。

請求項3に記載の本発明によれば、第1スターリングエンジンで利用した熱を第2スターリングエンジンに利用でき、第2スターリングエンジンで利用した熱を第1スターリングエンジンに利用できるため、更に効率を向上させることができる。

【0010】

請求項4記載の本発明は、請求項3に記載のスターリングエンジンシステムにおいて、高温側経路及び／又は低温側経路に、高温側経路及び／又は低温側経路を循環する熱媒体の温度を調節する熱交換器を備えたことを特徴とする。

請求項4に記載の本発明によれば、第1スターリングエンジンで利用した熱を、第2スターリングエンジンでの最適な熱交換量に調整でき、第2スターリングエンジンで利用した熱を、第1スターリングエンジンでの最適な熱交換量に調整でき、更に効率を向上させることができる。

【0011】

請求項5記載の本発明は、請求項3又は請求項4に記載のスターリングエンジンシステムにおいて、高温側経路を、第1低温熱交換器の出口から第2高温熱交換器の入口までとし、低温側経路を、第2高温熱交換器の出口から第1低温熱交換器の入口までとして、高温側経路と低温側経路とで循環経路を構成したことを特徴とする。

請求項5に記載の本発明によれば、高温熱源からの高熱と低温熱源からの冷熱を循環経路で利用し、それぞれのスターリングエンジンでの温度差を最大限に大きくすることで高効率化を図ることができる。

【0012】

請求項6記載の本発明に対応したスターリングエンジンシステムにおいては、第1高温熱交換器と、第1シリンダの外周部に配置した第1低温熱交換器と、第1シリンダの内部に設けた第1ディスプレイサピストンとを有した第1ユニットと、第2高温熱交換器と、第2シリンダの外周部に配置した第2低温熱交換器と、第2シリンダの内部に設けた第2ディスプレイサピストンとを有した第2ユニットと、第1ディスプレイサピストン及び第2ディスプレイサピストンの作用によって動作するパワーピストンを有した第3ユニットと、第1ディスプレイサピストン、第2ディスプレイサピストン、及びパワーピストンを連結したクランク軸とを備え、第1高温熱交換器に高温熱源からの高熱を作用させるとともに、第2低温熱交換器に低温熱源からの冷熱を作用させ、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器に高熱と冷熱の間の温度域の中熱を作用させる中熱作用手段を備え、中熱作用手段を、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器との間で熱媒体を循環させる循環経路としたことを特徴とする。

請求項6に記載の本発明によれば、2つのスターリングエンジンを用いる代わりに、パワーピストンを共通とした1つのスターリングエンジンとした場合にも、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器に中熱を作用させることで、ピストンリングなどのシールを高熱や冷熱にさらすことなく配置でき、2つのスターリングエンジンを用いる場合と比較して小型化を図ることができる。また、例えば常温水を熱媒体として用いることができ、ピストンリングなどのシールを常温付近に保つことができる。

【0013】

請求項7記載の本発明は、請求項6に記載のスターリングエンジンシステムにおいて、第1ユニットには、第1高温熱交換器と連通する第1膨張空間と、第1低温熱交換器と連通する第1圧縮空間が形成され、第2ユニットには、第2高温熱交換器と連通する第2膨張空間と、第2低温熱交換器と連通する第2圧縮空間が形成され、第1圧縮空間とパワーピストンの一方の空間とを連通し、第2膨張空間とパワーピストンの一方の空間とを連通したことを特徴とする。

請求項7に記載の本発明によれば、2つのパワーピストンを同軸で連結することも可能となり、クランク機構の小型化を図ることができる。

【0014】

請求項8記載の本発明は、請求項6に記載のスターリングエンジンシステムにおいて、第1ユニットには、第1高温熱交換器と連通する第1膨張空間と、第1低温熱交換器と連通する第1圧縮空間が形成され、第2ユニットには、第2高温熱交換器と連通する第2膨張空間と、第2低温熱交換器と連通する第2圧縮空間が形成され、第1圧縮空間とパワーピストンの一方の空間とを連通し、第2膨張空間とパワーピストンの他方の空間とを連通したことを特徴とする。

請求項8に記載の本発明によれば、2つのパワーピストンの動きによる振動を打ち消し合えるため、低騒音化を図ることができる。

【0015】

請求項9記載の本発明に対応したスターリングエンジンシステムにおいては、第1高温熱交換器と、第1シリンダの外周部に配置した第1低温熱交換器と、第1シリンダの内部に設けた第1ディスプレイサピストンとを有した第1ユニットと、第2シリンダの外周部に配置した第2高温熱交換器と、第2低温熱交換器と、第2シリンダの内部に設けた第2ディスプレイサピストンとを有した第2ユニットと、第1ディスプレイサピストンの作用によって動作する第1パワーピストンを有した第3ユニットと、第2ディスプレイサピストンの作用によって動作する第2パワーピストンを有した第4ユニットと、第1ディスプレイサピストン、第2ディスプレイサピストン、第1パワーピストン、及び第2パワーピストンを連結したクランク軸とを備え、第1高温熱交換器に高温熱源からの高熱を作用させるとともに、第2低温熱交換器に低温熱源からの冷熱を作用させ、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器に高熱と冷熱の間の温度域の中熱を作用させる中熱作用手段を備え、中熱作用手段を、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器との間で熱媒体を循環させる循環経路としたことを特徴とする。

請求項9に記載の本発明によれば、4つのユニットによってスターリングエンジンシステムを実現することができる。また、例えば常温水を熱媒体として用いることができ、ピストンリングなどのシールを常温付近に保つことができる。

【0016】

請求項10記載の本発明は、請求項1に記載のスターリングエンジンシステムにおいて、第1ディスプレイサピストン、第1パワーピストン、第2ディスプレイサピストン、及び第2パワーピストンを一つのクランク軸で連結したことを特徴とする。

請求項10に記載の本発明によれば、2つのスターリングエンジンのクランク軸を同軸とすることができ、安定した出力を得ることができる。

【0017】

請求項11記載の本発明に対応したスターリングエンジンシステムにおいては、シリンダの外周部に再生器と一方の熱交換器とが配置され、シリンダ内にディスプレイサピストンが配置され、シリンダの一方はシリンダヘッドによって覆われ、シリンダヘッドとディスプレイサピストンとの間に、他方の熱交換器と連通する作動空間が形成されるユニットを2つ有するスターリングエンジンシステムであって、第1のユニットでは、他方の熱交換器に高温熱源からの高熱を作用させ、一方の熱交換器に、高温熱源からの高熱より低い中熱を作用させ、第2のユニットでは、他方の熱交換器に低温熱源からの冷熱を作用させ、一方の熱交換器に、低温熱源からの冷熱より高い中熱を作用させるに当り、シリンダの外周部に配置される一方の熱交換器を中熱を作用させる熱交換器として構成し、中熱を、第1のユニットの一方の熱交換器と第2のユニットの一方の熱交換器との間で循環経路を形成し、熱媒体を循環させて作用させることを特徴とする。

請求項11に記載の本発明によれば、第1のユニットでは作動空間に高温熱源からの高熱を作用させ、第2のユニットでは作動空間に低温熱源からの冷熱を作用させることになり、ディスプレイサピストンの反シリンダヘッド側には中熱を作用させることができるので、ピストンリングなどのシールを高熱や冷熱にさらすことなく配置でき、耐久性に優れ

10

20

30

40

50

ている。また、例えば常温水を熱媒体として用いることができ、ピストンリングなどのシールを常温付近に保つことができる。

【0018】

請求項12記載の本発明は、請求項1から請求項11のいずれかに記載のスターリングエンジンシステムにおいて、高温熱源として燃焼機器の排ガスを用い、低温熱源として液化ガスを用いたことを特徴とする。

請求項12に記載の本発明によれば、排ガスによる高温熱と、液化ガスの冷熱の双方を利用することができる。

【0019】

請求項13記載の本発明は、請求項12に記載のスターリングエンジンシステムにおいて、燃焼機器の燃料として液化ガスを用いたことを特徴とする。 10

請求項13に記載の本発明によれば、液化ガスを高温熱源と低温熱源の双方に有効に利用でき省エネ化を図ることができる。

【0020】

請求項14記載の本発明は、請求項12又は請求項13に記載のスターリングエンジンシステムにおいて、燃焼機器をディーゼルエンジンとし、液化ガスを液化天然ガス（LNG）としたことを特徴とする。

請求項14に記載の本発明によれば、高効率な冷熱利用システムを実現できる。

【0021】

請求項15に記載の本発明に対応したスターリングエンジンシステムを搭載した船舶は、請求項1から請求項14のいずれかに記載のスターリングエンジンシステムを備えたことを特徴とする。 20

請求項15に記載の本発明によれば、例えば、船舶に搭載した燃焼機器の排熱と運搬対象物としての液化ガスの冷熱を利用して船舶の省エネ化を図ることができる。

【発明の効果】

【0022】

本発明によれば、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器に中熱を作用させることで、ピストンリングなどのシールを高熱や冷熱にさらすことなく配置できるために耐久性に優れている。

【0023】

また中熱作用手段を、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器に熱媒体を循環させる循環経路とした場合には、例えば常温水を熱媒体として用いることができ、ピストンリングなどのシールを常温付近に保つことができる。 30

【0024】

また、循環経路に、熱媒体の温度を調節する温度調節用熱交換器を備えた場合には、第1低温熱交換器及び第2高温熱交換器での熱交換量を調整でき、高効率化を図ることができる。

【0025】

また、中熱作用手段を、第1高温熱交換器で熱交換した後の一方の中熱を第2高温熱交換器へ導く高温側経路と、第2低温熱交換器で熱交換した後の他方の中熱を第1低温熱交換器へ導く低温側経路とした場合には、第1スターリングエンジンで利用した熱を第2スターリングエンジンに利用でき、第2スターリングエンジンで利用した熱を第1スターリングエンジンに利用できるため、更に効率を向上させることができる。 40

【0026】

また、高温側経路及び／又は低温側経路に、高温側経路及び／又は低温側経路を循環する熱媒体の温度を調節する熱交換器を備えた場合には、第1スターリングエンジンで利用した熱を、第2スターリングエンジンでの最適な熱交換量に調整でき、第2スターリングエンジンで利用した熱を、第1スターリングエンジンでの最適な熱交換量に調整でき、更に効率を向上させることができる。

【0027】

また、高温側経路を、第1低温熱交換器の出口から第2高温熱交換器の入口までとし、低温側経路を、第2高温熱交換器の出口から第1低温熱交換器の入口までとして、高温側経路と低温側経路とで循環経路を構成した場合には、高温熱源からの高熱と低温熱源からの冷熱を循環経路で利用し、それぞれのスターリングエンジンでの温度差を最大限に大きくすることで高効率化を図ることができる。

【0028】

また、第1高温熱交換器と、第1シリンダの外周部に配置した第1低温熱交換器と、第1シリンダの内部に設けた第1ディスプレイサピストンを有した第1ユニットと、第2高温熱交換器と、第2シリンダの外周部に配置した第2低温熱交換器と、第2シリンダの内部に設けた第2ディスプレイサピストンを有した第2ユニットと、第1ディスプレイサピストン及び第2ディスプレイサピストンの作用によって動作するパワーピストンを有した第3ユニットと、第1ディスプレイサピストン、第2ディスプレイサピストン、及びパワーピストンを連結したクランク軸とを備え、第1高温熱交換器に高温熱源からの高熱を作用させるとともに、第2低温熱交換器に低温熱源からの冷熱を作用させ、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器に高熱と冷熱の間の温度域の中熱を作用させる中熱作用手段を備え、中熱作用手段を、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器との間で熱媒体を循環させる循環経路とした場合には、2つのスターリングエンジンを用いる代わりに、パワーピストンを共通とした1つのスターリングエンジンとした場合にも、第1低温熱交換器と第2高温熱交換器に中熱を作用させることで、ピストンリングなどのシールを高熱や冷熱にさらすことなく配置でき、2つのスターリングエンジンを用いる場合と比較して小型化を図ることができる。

【0029】

また、第1ユニットには、第1高温熱交換器と連通する第1膨張空間と、第1低温熱交換器と連通する第1圧縮空間が形成され、第2ユニットには、第2高温熱交換器と連通する第2膨張空間と、第2低温熱交換器と連通する第2圧縮空間が形成され、第1圧縮空間とパワーピストンの一方の空間とを連通し、第2膨張空間とパワーピストンの一方の空間とを連通した場合には、2つのパワーピストンを同軸で連結することも可能となり、クランク機構の小型化を図ることができる。

【0030】

また、第1ユニットには、第1高温熱交換器と連通する第1膨張空間と、第1低温熱交換器と連通する第1圧縮空間が形成され、第2ユニットには、第2高温熱交換器と連通する第2膨張空間と、第2低温熱交換器と連通する第2圧縮空間が形成され、第1圧縮空間とパワーピストンの一方の空間とを連通し、第2膨張空間とパワーピストンの他方の空間とを連通した場合には、2つのパワーピストンの動きによる振動を打ち消し合えるため、低騒音化を図ることができる。

【0031】

また、本発明によれば、4つのユニットによってスターリングエンジンシステムを実現することができる。

【0032】

また、第1ディスプレイサピストン、第1パワーピストン、第2ディスプレイサピストン、及び第2パワーピストンを一つのクランク軸で連結した場合には、2つのスターリングエンジンのクランク軸を同軸とすることができ、安定した出力を得ることができる。

【0033】

また、本発明によれば、第1のユニットでは作動空間に高温熱源からの高熱を作用させ、第2のユニットでは作動空間に低温熱源からの冷熱を作用させることになり、ディスプレイサピストンの反シリンダヘッド側には中熱を作用させることができるので、ピストンリングなどのシールを高熱や冷熱にさらすことなく配置でき、耐久性に優れている。

【0034】

また、高温熱源として燃焼機器の排ガスを用い、低温熱源として液化ガスを用いた場合には、排ガスによる高温熱と、液化ガスの冷熱の双方を利用することができる。

【0035】

また、燃焼機器の燃料として液化ガスを用いた場合には、液化ガスを高温熱源と低温熱源の双方に有効に利用でき省エネ化を図ることができる。

【0036】

また、燃焼機器をディーゼルエンジンとし、液化ガスを液化天然ガス（LNG）とした場合には、高効率な冷熱利用システムを実現できる。

【0037】

また、船舶がスターリングエンジンシステムを備えた場合には、例えば、船舶に搭載した燃焼機器の排熱と運搬対象物としての液化ガスの冷熱を利用して船舶の省エネ化を図ることができる。

10

【図面の簡単な説明】

【0038】

【図1】本発明の一実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図

【図2】本発明の一実施形態に用いるスターリングエンジンの構成を示す断面図

【図3】本発明の一実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図

【図4】本発明の他の実施形態によるスターリングエンジンシステム

【図5】本発明の更に他の実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図

【図6】本発明の更に他の実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図

【図7】本発明の更に他の実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図

【図8】本発明の更に他の実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図

20

【図9】本発明の更に他の実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図

【図10】熱量計算を行うために必要なLNG及び排ガスの物性値を示す図

【図11】計算に使用するディーゼルエンジンの排ガス条件及びLNGの質量流量を示す図

【図12】排熱利用エンジンの冷却熱量と冷熱利用エンジンの有効熱入熱がほぼ等しくなるように計算したときのディーゼルエンジンの軸出力に対するスターリングエンジンの発電出力の計算結果を示す特性図

【図13】図6のスターリングエンジンシステムを想定した計算結果を示す特性図

【図14】冷熱利用システムの動作確認試験に使用する主なエンジン仕様を示す図

【図15】図3を模擬した試験のシステム系統図

30

【図16】図6を模擬した試験のシステム系統図

【図17】同試験結果の一例を示す図

【図18】図15及び図16の代表的な試験結果を示す図

【発明を実施するための形態】

【0039】

以下に、本発明の実施形態によるスターリングエンジンシステムについて説明する。

図1は本実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図である。

図1では、液化天然ガス（LNG）運搬船でLNGをディーゼルエンジンで燃焼させたディーゼル排熱及びLNG自身の冷熱を利用する冷熱利用システムに、本実施形態によるスターリングエンジンシステムを適用したときの船舶への搭載例としての構成例を示している。

40

ディーゼルエンジン1の燃料となるLNGは、冷熱利用スターリングエンジン（以下、冷熱利用エンジンと略す）2の熱交換器3により気化される。あるいは気化されて冷熱として熱交換器3に供給される。その際、冷熱利用エンジン2によって発電し、その電気エネルギーは船内電力4に供給される。また、ディーゼルエンジン1の排ガスの熱は、排熱利用スターリングエンジン（以下、排熱利用エンジンと称す）5により回収され、その一部は電気エネルギーとなり船内電力4に供給される。

LNGタンク6から冷熱利用エンジン2に供給されるLNGは、 -160°C 程度、ディーゼルエンジン1の排ガスの熱は、 300°C から 400°C 程度である。

【0040】

50

熱機関の熱効率は、高温熱源と低温熱源の絶対温度の比によって制限を受ける。例えば 300℃ (573 K) の高温熱源と LNG (約 -167℃ = 106 K) の低温熱源で作動する熱機関の理論最高熱効率 (カルノーサイクルの熱効率) は 82% に達する。実際の熱機関では、熱機関内部での熱的な損失や機械損失によって理論最高熱効率と同等の熱効率を達成することはできないが、このようなディーゼル排熱及び LNG 冷熱でスターリングエンジン発電機を運転する高効率な冷熱利用システムを開発することによって LNG 運搬船の省エネ化を図ることができる。

なお、高温熱源としては、ディーゼルエンジン 1 以外の船舶に搭載した燃焼機器の排ガスを用いることもできる。

【0041】

図 2 は、本実施形態に用いるスターリングエンジンの構成を示す断面図である。

本実施形態によるスターリングエンジン 10 は、図 1 に示す冷熱利用エンジン 2 及び排熱利用エンジン 5 の具体的な構成例である。

本実施形態によるスターリングエンジン 10 は、シリンダ 11 内にディスプレイサピストン 12 とパワーピストン 13 とを有している。ディスプレイサピストン 12 及びパワーピストン 13 は、それぞれクランク軸 14 に連結されている。クランク軸 14 の一端側には発電機 15 が接続されている。

シリンダ 11 の外周部には、再生器 16 と一方の熱交換器 17 とが配置されている。シリンダ 11 の一方は、シリンダヘッド 18 によって覆われ、シリンダヘッド 18 とディスプレイサピストン 12 との間にディスプレイサピストン 12 の一方の作動空間 A が形成され、ディスプレイサピストン 12 とパワーピストン 13 との間にディスプレイサピストン 12 の他方の作動空間 B が形成される。

【0042】

シリンダヘッド 18 側には、一方の作動空間 A と連通する他方の熱交換器 19 を設けている。

他方の熱交換器 19 は、一端側端部が作動空間 A に連通し、他端側端部が再生器 16 に連通している。

再生器 16 は一方の熱交換器 17 と連通し、一方の熱交換器 17 は作動空間 B に連通している。

なお、ディスプレイサピストン 12 のパワーピストン 13 側の端部外周、及びパワーピストン 13 の外周には、ピストンリングなどのシール部材を設けている。

【0043】

上記構成において、スタート時には発電機 15 を動力源としてディスプレイサピストン 12 を動作させることで、ディスプレイサピストン 12 の作動空間 A と作動空間 B 内の作動ガスが移動する。

排熱利用エンジン 5 として作動させる場合には、一方の熱交換器 17 を低温熱交換器、他方の熱交換器 19 を高温熱交換器として、作動空間 A を膨張空間、作動空間 B を圧縮空間とする。

作動ガスは、他方の熱交換器 19 で加熱・膨張して作動空間 A に導入され、一方の熱交換器 17 で冷却・収縮して作動空間 B に導入されることで、作動空間 A 及び作動空間 B 内に圧力変動が生じる。

冷熱利用エンジン 2 として作動させる場合には、一方の熱交換器 17 を高温熱交換器、他方の熱交換器 19 を低温熱交換器として、作動空間 A を圧縮空間、作動空間 B を膨張空間とする。

作動ガスは、他方の熱交換器 19 で冷却・収縮して作動空間 A に導入され、一方の熱交換器 17 で加熱・膨張して作動空間 B に導入されることで、作動空間 A 及び作動空間 B 内に圧力変動が生じる。

スターリングエンジン 10 は、この作動空間 A、B 内の圧力変動によってパワーピストン 13 が動作することで出力を得る。

【0044】

10

20

30

40

50

図3は、本発明の一実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図である。

本実施形態によるスターリングエンジンシステムは、第1スターリングエンジン100と、第2スターリングエンジン200とを備えている。

第1スターリングエンジン100は、図1における排熱利用エンジン5に相当し、第2スターリングエンジン200は、図1における冷熱利用エンジン2に相当する。

【0045】

第1スターリングエンジン100は、シリンダ111内にディスプレイサピストン112とパワーピストン113とを有している。ディスプレイサピストン112及びパワーピストン113は、それぞれクランク軸114に連結されている。クランク軸114の一端側には発電機115が接続されている。

【0046】

シリンダ111の外周部には、再生器116と第1低温熱交換器117とが配置されている。シリンダ111の一方は、シリンダヘッド118によって覆われ、シリンダヘッド118とディスプレイサピストン112との間にディスプレイサピストン112の作動空間（膨張空間）Aが形成され、ディスプレイサピストン112とパワーピストン113との間にディスプレイサピストン112の他方の作動空間（圧縮空間）Bが形成される。

【0047】

シリンダヘッド118側には、一方の作動空間Aと連通する第1高温熱交換器119を設けている。

第1高温熱交換器119は、一端側端部が作動空間Aに連通し、他端側端部が再生器116に連通している。

再生器116は第1低温熱交換器117と連通し、第1低温熱交換器117は作動空間Bに連通している。

第1高温熱交換器119には、図1におけるディーゼルエンジン1の排ガスが供給される。

【0048】

第2スターリングエンジン200は、シリンダ211内にディスプレイサピストン212とパワーピストン213とを有している。ディスプレイサピストン212及びパワーピストン213は、それぞれクランク軸214に連結されている。クランク軸214の一端側には発電機215が接続されている。

【0049】

シリンダ211の外周部には、再生器216と第2高温熱交換器217とが配置されている。シリンダ211の一方は、シリンダヘッド218によって覆われ、シリンダヘッド218とディスプレイサピストン212との間にディスプレイサピストン212の作動空間（圧縮空間）Aが形成され、ディスプレイサピストン212とパワーピストン213との間にディスプレイサピストン212の他方の作動空間（膨張空間）Bが形成される。

【0050】

シリンダヘッド218側には、一方の作動空間Aと連通する第2低温熱交換器219を設けている。

第2低温熱交換器219は、一端側端部が作動空間Aに連通し、他端側端部が再生器216に連通している。

再生器216は第2高温熱交換器217と連通し、第2高温熱交換器217は作動空間Bに連通している。

第2低温熱交換器219には、図1におけるLNGタンク6からのLNGが供給される。

【0051】

第1スターリングエンジン100を構成する第1低温熱交換器117と、第2スターリングエンジン200を構成する第2高温熱交換器217には、常温水等の熱媒を循環経路21によって循環している。

10

20

30

40

50

中熱作用手段 20 は、この循環経路 21 によって構成され、循環経路 21 にはポンプ 22 を設けている。

中熱作用手段 20 によって、第 1 低温熱交換器 117 と第 2 高温熱交換器 217 に中熱を作用させている。

【0052】

ここで、中熱は、第 1 高温熱交換器 119 に作用する高熱よりも低く、第 2 低温熱交換器 219 に作用する冷熱よりも高い温度域である。

このように、第 1 低温熱交換器 117 と第 2 高温熱交換器 217 に中熱を作用させることで、ディスプレイサピストン 112、212 とパワーピストン 113、213 に設けられているピストンリングなどのシール部分を常温付近に保つことができる。このため、シール部分の材料選択の自由度が増すと共に、耐久性においても優れたものとなり得る。

【0053】

循環経路 21 には、熱媒体の温度を調節する温度調節用熱交換器 23 を備えている。循環経路 21 に温度調節用熱交換器 23 を配置し、第 1 低温熱交換器 117 における交換熱量と、第 2 高温熱交換器 217 における交換熱量が等しくなるように調節を行う。なお、第 1 低温熱交換器 117 における交換熱量と、第 2 高温熱交換器 217 における交換熱量が等しい場合には、温度調節用熱交換器 23 を設けないか、定能力の熱交換器とすることができる。

なお、本実施形態では、第 1 スターリングエンジン 100 と、第 2 スターリングエンジン 200 との 2 つのスターリングエンジンを用いて説明したが、2 つのスターリングエンジンを複数セット揃えてシステムを構成することもできる。

【0054】

図 4 は、本発明の他の実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図である。なお上記実施形態で説明した部材と同一部材には同一符号を付して説明を省略する。

本実施形態では、図 3 に示す、第 1 スターリングエンジン 100 のクランク軸 114 と、第 2 スターリングエンジン 200 のクランク軸 214 とを同軸のクランク軸 314 としたものである。

クランク軸 314 は、第 1 ディスプレーサピストン 112、第 1 パワーピストン 113、第 2 ディスプレーサピストン 212、及び第 2 パワーピストン 213 を連結しており、安定した出力を得ることができる。

【0055】

図 5 は、本発明の他の実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図である。なお上記実施形態で説明した部材と同一部材には同一符号を付して説明を省略する。

本実施形態は、中熱作用手段 20 を、高温側経路 21h と低温側経路 21c とで構成している。

高温側経路 21h は、第 1 高温熱交換器 119 で熱交換した後の一方の中熱を第 2 高温熱交換器 217 に導いている。

【0056】

図に示すように、第 2 高温熱交換器 217 には、高温側経路 21h によって熱媒を循環させている。高温側経路 21h には高熱回収用熱交換器 24h を設けている。高熱回収用熱交換器 24h には、第 1 高温熱交換器 119 で熱交換した後の排ガスを導入する。従って、高温側経路 21h を循環する熱媒は、高熱回収用熱交換器 24h にて排ガスから吸熱する。

低温側経路 21c は、第 2 低温熱交換器 219 で熱交換した後の他方の中熱を第 1 低温熱交換器 117 に導いている。

【0057】

図に示すように、第 1 低温熱交換器 117 には、低温側経路 21c によって熱媒を循環させている。低温側経路 21c には冷熱回収用熱交換器 24c を設けている。冷熱回収用熱交換器 24c には、第 2 低温熱交換器 219 で熱交換した後の冷熱ガスを導入する。従って、低温側経路 21c を循環する熱媒は、低熱回収用熱交換器 24c にて冷熱ガスに放

熱する。

高温側経路 2 4 h には、高温側経路 2 4 h を循環する熱媒体の温度を調節する温度調節用熱交換器 2 3 h を備えてもよい。温度調節用熱交換器 2 3 h は、高熱回収用熱交換器 2 4 h より下流で第 2 高温熱交換器 2 1 7 より上流に設ける。

また、低温側経路 2 4 c には、低温側経路 2 4 c を循環する熱媒体の温度を調節する温度調節用熱交換器 2 3 c を備えてもよい。温度調節用熱交換器 2 3 c は、低温回収用熱交換器 2 4 c より下流で第 1 低温熱交換器 1 1 7 より上流に設ける。

【0058】

温度調節用熱交換器 2 3 c を設けることで、第 1 スターリングエンジン 1 0 0 での高温熱源と低温熱源の温度差を一定に調整でき、高効率化を図ることができる。

10

同様に、温度調節用熱交換器 2 3 h を設けることで、第 2 スターリングエンジン 2 0 0 での高温熱源と低温熱源の温度差を一定に調整でき、高効率化を図ることができる。

【0059】

本実施形態によれば、第 1 スターリングエンジン 1 0 0 で利用した高熱を第 2 スターリングエンジン 2 0 0 に利用でき、第 2 スターリングエンジン 2 0 0 で利用した冷熱を第 1 スターリングエンジン 1 0 0 に利用できるため、更に効率を向上させることができる。

なお、高温側経路 2 1 h だけで中熱作用手段 2 0 を構成してもよく、また低温側経路 2 1 c だけで中熱作用手段 2 0 を構成してもよい。

【0060】

図 6 は、本発明の他の実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図である。なお上記実施形態で説明した部材と同一部材には同一符号を付して説明を省略する。

20

本実施形態は、中熱作用手段 2 0 を、高温側経路 2 1 h と低温側経路 2 1 c とで構成するとともに、高温側経路 2 1 h と低温側経路 2 1 c とで循環経路 2 1 を構成している。

【0061】

高温側経路 2 1 h は、第 1 低温熱交換器 1 1 7 の出口から第 2 高温熱交換器 2 1 7 の入口までとなり、低温側経路 2 1 c は、第 2 高温熱交換器 2 1 7 の出口から第 1 低温熱交換器 1 1 7 の入口までとなる。

本実施形態においても、高温側経路 2 4 h に温度調節用熱交換器 2 3 h を備えてもよく、低温側経路 2 4 c に温度調節用熱交換器 2 3 c を備えてもよい。

【0062】

30

本実施形態によれば、高温熱源からの高熱と低温熱源からの冷熱を循環経路 2 1 で利用し、第 1 スターリングエンジン 1 0 0 及び第 2 スターリングエンジン 2 0 0 での温度差を最大限に大きくすることで高効率化を図ることができる。

【0063】

図 7 は、本発明の他の実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図である。なお上記実施形態で説明した部材と同一部材には同一符号を付して説明を省略する。

本実施形態によるスターリングエンジンシステムは、排熱利用エンジンと冷熱利用エンジンの機能を 1 台のエンジンで構成したものである。

【0064】

本実施形態によるスターリングエンジンシステムでは、第 1 ディスプレーサピストン 1 1 2 を有した第 1 ユニット 1 0 0 A と、第 2 ディスプレーサピストン 2 1 2 を有した第 2 ユニット 2 0 0 A と、パワーピストン 3 1 3 を有した第 3 ユニット 3 0 0 A と、第 1 ディスプレーサピストン 1 1 2、第 2 ディスプレーサピストン 2 1 2、及びパワーピストン 3 1 3 を連結したクランク軸 4 1 4 とを備えている。

40

【0065】

第 1 ユニット 1 0 0 A は、シリンダ 1 1 1 内に第 1 ディスプレーサピストン 1 1 2 を有している。シリンダ 1 1 1 の外周部には、再生器 1 1 6 と第 1 低温熱交換器 1 1 7 とが配置されている。シリンダ 1 1 1 の一方は、シリンダヘッド 1 1 8 によって覆われ、シリンダヘッド 1 1 8 と第 1 ディスプレーサピストン 1 1 2 との間に第 1 ディスプレーサピストン 1 1 2 の作動空間（膨張空間）A が形成され、第 1 ディスプレーサピストン 1 1 2 の反

50

シリンダヘッド 118 側には第 1 ディスプレーサピストン 112 の他方の作動空間（圧縮空間）B が形成される。

【0066】

シリンダヘッド 118 側には、一方の作動空間 A と連通する第 1 高温熱交換器 119 を設けている。

第 1 高温熱交換器 119 は、一端側端部が作動空間 A に連通し、他端側端部が再生器 116 に連通している。

再生器 116 は第 1 低温熱交換器 117 と連通し、第 1 低温熱交換器 117 は作動空間 B に連通している。

【0067】

第 2 ユニット 200 A は、シリンダ 211 内に第 2 ディスプレーサピストン 212 を有している。シリンダ 211 の外周部には、再生器 216 と第 2 高温熱交換器 217 とが配置されている。シリンダ 211 の一方は、シリンダヘッド 218 によって覆われ、シリンダヘッド 218 と第 2 ディスプレーサピストン 212 との間に第 2 ディスプレーサピストン 212 の作動空間（圧縮空間）A が形成され、第 2 ディスプレーサピストン 212 の反シリンダヘッド 218 側には第 2 ディスプレーサピストン 212 の他方の作動空間（膨張空間）B が形成される。

【0068】

シリンダヘッド 218 側には、一方の作動空間 A と連通する第 2 低温熱交換器 219 を設けている。

第 2 低温熱交換器 219 は、一端側端部が作動空間 A に連通し、他端側端部が再生器 216 に連通している。

再生器 216 は第 2 高温熱交換器 217 と連通し、第 2 高温熱交換器 217 は作動空間 B に連通している。

【0069】

第 3 ユニット 300 A は、パワーピストン 313 の一方の空間 C が、第 1 ユニット 100 A における作動空間（圧縮空間）B と連通するとともに、第 2 ユニット 200 A における作動空間（膨張空間）B と連通している。

従って、パワーピストン 313 は、第 1 ディスプレーサピストン 112 及び第 2 ディスプレーサピストン 212 の作用によって動作する。

【0070】

本実施形態においても、第 1 高温熱交換器 119 に高温熱源からの高熱を作用させるとともに、第 2 低温熱交換器 219 に低温熱源からの冷熱を作用させる。

また、中熱作用手段 20 によって、第 1 低温熱交換器 117 と第 2 高温熱交換器 217 に、高熱と冷熱の間の温度域の中熱を作用させる。

中熱作用手段 20 については、詳細な説明は省略するが、既に説明した構成を適用することができる。

【0071】

本実施形態によれば、パワーピストン 313 を共通とした 1 つのスターリングエンジンとした場合にも、第 1 低温熱交換器 117 と第 2 高温熱交換器 217 に中熱を作用させることで、ピストンリングなどのシールを高熱や冷熱にさらすことなく配置でき、2 つのスターリングエンジンを用いる場合と比較して小型化を図ることができる。

また本実施形態によれば、2 つのディスプレーサピストン 112、212 を同軸で連結することも可能となり、クランク機構の小型化を図ることができる。

【0072】

図 8 は、本発明の他の実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図である。なお上記実施形態で説明した部材と同一部材には同一符号を付して説明を省略する。

本実施形態によるスターリングエンジンシステムは、図 7 に示す実施形態と同様に排熱利用エンジンと冷熱利用エンジンの機能を 1 台のエンジンで構成したものである。

【0073】

10

20

30

40

50

図7に示す実施形態と相違する構成について以下に説明する。

本実施形態では、第3ユニット300Aは、パワーピストン313の一方の空間Cが、第1ユニット100Aにおける作動空間（圧縮空間）Bと連通し、パワーピストン313の他方の空間Dが、第2ユニット200Aにおける作動空間（膨張空間）Bと連通している。

従って、パワーピストン313は、第1ディスプレイサピストン112及び第2ディスプレイサピストン212の作用によって動作する。

【0074】

本実施形態によれば、パワーピストン313を共通とした1つのスターリングエンジンとした場合にも、第1低温熱交換器117と第2高温熱交換器217に中熱を作用させることで、ピストンリングなどのシールを高熱や冷熱にさらすことなく配置でき、2つのスターリングエンジンを用いる場合と比較して小型化を図ることができる。

また本実施形態によれば、2つのディスプレイサピストン112、212の動きによる振動を打ち消し合えるため、低騒音化を図ることができる。

【0075】

図9は、本発明の他の実施形態によるスターリングエンジンシステムを示す構成図である。なお上記実施形態で説明した部材と同一部材には同一符号を付して説明を省略する。

本実施形態によるスターリングエンジンシステムは、排熱利用エンジンと冷熱利用エンジンの機能を1台のエンジンで構成したものである。

【0076】

本実施形態によるスターリングエンジンシステムでは、第1ディスプレイサピストン112を有した第1ユニット100Aと、第2ディスプレイサピストン212を有した第2ユニット200Aと、第1パワーピストン113を有した第3ユニット300Aと、第2パワーピストン213を有した第4ユニット300Bと、第1ディスプレイサピストン112、第2ディスプレイサピストン212、第1パワーピストン113、及び第2パワーピストン213を連結したクランク軸514とを備えている。

【0077】

第1ユニット100Aは、シリンダ111内に第1ディスプレイサピストン112を有している。シリンダ111の外周部には、再生器116と第1低温熱交換器117とが配置されている。シリンダ111の一方は、シリンダヘッド118によって覆われ、シリンダヘッド118と第1ディスプレイサピストン112との間に第1ディスプレイサピストン112の作動空間（膨張空間）Aが形成され、第1ディスプレイサピストン112の反シリンダヘッド118側には第1ディスプレイサピストン112の他方の作動空間（圧縮空間）Bが形成される。

【0078】

シリンダヘッド118側には、一方の作動空間Aと連通する第1高温熱交換器119を設けている。

第1高温熱交換器119は、一端側端部が作動空間Aに連通し、他端側端部が再生器116に連通している。

再生器116は第1低温熱交換器117と連通し、第1低温熱交換器117は作動空間Bに連通している。

【0079】

第2ユニット200Aは、シリンダ211内に第2ディスプレイサピストン212を有している。シリンダ211の外周部には、再生器216と第2高温熱交換器217とが配置されている。シリンダ211の一方は、シリンダヘッド218によって覆われ、シリンダヘッド218と第2ディスプレイサピストン212との間に第2ディスプレイサピストン212の作動空間（圧縮空間）Aが形成され、第2ディスプレイサピストン212の反シリンダヘッド218側には第2ディスプレイサピストン212の他方の作動空間（膨張空間）Bが形成される。

【0080】

10

20

30

40

50

シリンダヘッド 218 側には、一方の作動空間 A と連通する第 2 低温熱交換器 219 を設けている。

第 2 低温熱交換器 219 は、一端側端部が作動空間 A に連通し、他端側端部が再生器 216 に連通している。

再生器 216 は第 2 高温熱交換器 217 と連通し、第 2 高温熱交換器 217 は作動空間 B に連通している。

【0081】

第 3 ユニット 300A は、第 1 パワーピストン 113 の一方の空間 C が、第 1 ユニット 100A における作動空間（圧縮空間）B と連通している。

従って、第 1 パワーピストン 113 は、第 1 ディスプレサピストン 112 の作用によって動作する。 10

【0082】

第 4 ユニット 300B は、第 2 パワーピストン 213 の一方の空間 C が、第 2 ユニット 200A における作動空間（膨張空間）B と連通している。

従って、第 2 パワーピストン 213 は、第 2 ディスプレサピストン 212 の作用によって動作する。

【0083】

本実施形態においても、第 1 高温熱交換器 119 に高温熱源からの高熱を作用させるとともに、第 2 低温熱交換器 219 に低温熱源からの冷熱を作用させる。

また、中熱作用手段 20 によって、第 1 低温熱交換器 117 と第 2 高温熱交換器 217 に、高熱と冷熱の間の温度域の中熱を作用させる。 20

中熱作用手段 20 については、詳細な説明は省略するが、既に説明した構成を適用することができる。

【0084】

本実施形態によれば、4つのユニットによってスターリングエンジンシステムを構成した場合にも、第 1 低温熱交換器 117 と第 2 高温熱交換器 217 に中熱を作用させることで、ピストンリングなどのシールを高熱や冷熱にさらすことなく配置できる。

【実施例】

【0085】

上述のようなスターリングエンジンシステムにおける簡易的な熱量計算の方法について述べる。 30

熱量やスターリングエンジンの発電出力は、係数や効率を設定することによって簡易的に計算する。スターリングエンジンの発電出力 W_g は次式で求められる。

【0086】

【数 1】

$$W_g = Q_{in} \eta_{car} k_{car} \eta_m \eta_g$$

・・・（式 1）

【0087】

ここで、 Q_{in} は有効熱入力 [W] であり、各エンジンの高温熱交換器の交換熱量に相当する。 η_{car} はカルノーサイクルの熱効率、 k_{car} は実エンジンの図示熱効率とカルノーサイクルの熱効率との比を表すカルノー係数、 η_m は機械効率、 η_g は発電機効率である。

排熱利用エンジンにおいて、有効熱入力 Q_{in} は次式で求められる。

【0088】

【数 2】

$$Q_{in} = m_{exh} c_{exh} (T_H - T_{Hout})$$

・・・（式２）

【００８９】

ここで、 m_{exh} は排ガスの質量流量〔 kg/s 〕、 c_{exh} は排ガスの比熱〔 J/kgK 〕、 T_H は高温熱源（ディーゼル排熱）の温度〔 K 〕である。 T_{Hot} は排熱利用エンジンの高温熱交換器を通過した後の排ガス温度（排ガス出口温度）である。なお、排ガス出口温度 T_{Hot} は、設計初期の段階で設定する変数であり、この値によってスターリングエンジンの大まかな仕様を検討することができる。以下の計算においては、排熱利用エンジンと冷熱利用エンジンの熱バランスの条件を与えることで排ガス出口温度 T_{Hot} を求める。

【００９０】

冷熱エンジンの有効熱入力 Q_{in} は、図示出力と冷却熱量 Q_{cold} の総和として次式で求められる。

【００９１】

【数３】

$$Q_{in} = \frac{Q_{cold}}{1 - \eta_{car} k_{car}}$$

・・・（式３）

$$Q_{cold} = m_{fuel} L_{fuel} + m_{fuel} c_{fuel} (T_C - T_{Cout})$$

・・・（式４）

【００９２】

ここで、 m_{fuel} は燃料の質量流量〔 kg/s 〕、 L_{fuel} は単位質量当たりのLNGの潜熱〔 J/kg 〕、 c_{fuel} は気化したLNGの比熱〔 J/kgK 〕、 T_C はLNGの沸点〔 K 〕、 T_{Cout} は冷熱利用エンジンの低温熱交換器を通過した後のLNG温度である。

【００９３】

また、カルノーサイクルの熱効率 η_{car} は、各エンジンの膨脹空間ガス温度 T_E 及び圧縮空間ガス温度 T_K を用いて次式で求められる。

【００９４】

【数４】

$$\eta_{car} = 1 - \frac{T_K}{T_E} = 1 - \frac{T_{cold.out} + \Delta T_K}{T_{hot.out} - \Delta T_E}$$

・・・（式５）

【００９５】

ここで、 ΔT_E 及び ΔT_K は、各熱源の出口温度 $T_{hot.out}$ 、 $T_{cold.out}$ と作動ガス温度との温度差であり、以下の計算においては経験に基づく値を用いる。

【００９６】

冷熱利用システムの性能試算に当たっては、定格出力 $750kW$ の船用４ストロークディーゼルエンジンを搭載した船舶を想定する。

図１０（ａ）に熱量計算を行うために必要なLNG及び排ガスの物性値、図１０（ｂ）に計算条件を示す。

図１１は計算に使用するディーゼルエンジンの排ガス条件及びLNGの質量流量であり、これらは過去に計測したA重油を燃料とした運転結果を参考にして推定している。

【００９７】

10

20

30

40

50

図12は、図3の冷熱利用システムを想定し、排熱利用エンジンの冷却熱量と冷熱利用エンジンの有効熱入熱がほぼ等しくなるように計算したときのディーゼルエンジンの出力に対するスターリングエンジンの発電出力の計算結果である。ディーゼルエンジンが定格出力の750kWで運転しているとき、排熱利用エンジンの発電出力は約12kW、冷熱利用エンジンの発電出力は約10kWである。

【0098】

図13は、図6のシステムを想定した計算結果であり、排熱利用エンジンの低温熱源を0℃、冷熱利用エンジンの高温熱源を100℃とした場合のスターリングエンジンの発電出力を示している。発電出力は図12の結果と比べて15%程度増加し、ディーゼルエンジンが定格出力750kWで運転しているときのスターリングエンジンの発電出力は合計27kWである。 10

【0099】

以上の計算より、冷熱利用エンジンによって得られる発電出力は、ディーゼルエンジンの出力の2%程度であることがわかる。この割合はLNGの流量と潜熱の制限を受けるため、ほぼ一定の値となり、大幅な増加は期待できない。一方、排熱利用エンジンによって得られる発電出力の計算結果は、冷熱エンジンの発電出力とほぼ同程度であるが、排ガスの熱量はLNG潜熱の20倍程度もあり、システム構成によっては大幅な出力向上の可能性はある。

【0100】

本報で提案している冷熱利用システムの利点として、システムの熱効率が低いことがあげられる。冷熱を利用しているため熱効率を厳密に定義することは難しいが、図3のシステムの計算では、排熱利用エンジンの有効熱入力のうち、約45%が電気エネルギーに変換されている。これはスターリングエンジンの熱交換器並びにシステムを小型化できる可能性があることを示しており、今後の研究・開発によって実用的なシステムを構成できるものと考えている。 20

【0101】

以下に、冷熱利用システムの動作確認試験について説明する。

図3、図6に示したシステムの動作確認をするため、2台の実験用スターリングエンジンを用いた予備試験を行った。以下、試験方法及び試験結果について記す。

試験に使用したスターリングエンジンは、設計出力が500Wの排熱利用エンジン並びに冷熱利用エンジンであり、高温熱源には電気ヒータで加熱した高温空気、低温熱源には液体窒素を用いる。図14に主なエンジン仕様を示す。 30

【0102】

図15は、図3を模擬した試験のシステム系統図であり、排熱利用エンジンの低温熱交換器と冷熱利用エンジンの高温熱交換器に常温水を循環させる。そして、排熱利用エンジンの冷却熱量と冷熱利用エンジンの有効熱入熱が近づくように運転条件を調節する。

【0103】

図16は、図6を模擬した試験のシステム系統図であり、排熱利用エンジンの冷却水と冷熱利用エンジンの低温熱交換器出口の液体窒素は、プレート式熱交換器によって熱交換が行われる。また、冷熱利用エンジンの高温熱交換器には、恒温槽内の電気ヒータで80℃まで加熱・保温した温水を循環させる。 40

【0104】

図17は試験結果の一例であり、図3を模擬した試験における排熱利用エンジンの冷却熱量と冷熱利用エンジンの有効熱入熱の時系列データである。運転中、それぞれの熱量を近づけるために、エンジン回転数や作動ガス圧力を変更させているが、循環水や作動ガスの温度を安定させることが難しく、1kW程度の相違を持ったままの運転となっている。図6を模擬した試験においても、排熱利用エンジンの冷却水ラインに取り付けたプレート式熱交換器の内部で冷却水が凍結するなどの不具合があり、十分に安定した計測データは得られていない。

【0105】

図 1 8 は、図 1 5 及び図 1 6 の代表的な試験結果をまとめたものである。上述の通り、温度条件を安定させるのが難しく、また作動ガス圧力やエンジン回転数、冷却水流量等が異なるため、詳細な比較はできないが、図 1 6 のシステムで得られた発電出力は、図 1 5 のシステムと比べて 1.4 倍程度も大きくなっている。これは、それぞれのエンジンの高温熱源と低温熱源の温度差を大きくできたためである。

【産業上の利用可能性】

【0106】

本発明は、排熱及び冷熱を熱源として利用できるスターリングエンジンシステムであり、特に、LNG 運搬船や液化ガスを扱うステーションに用いる排熱及び冷熱利用システムに適している。

10

【符号の説明】

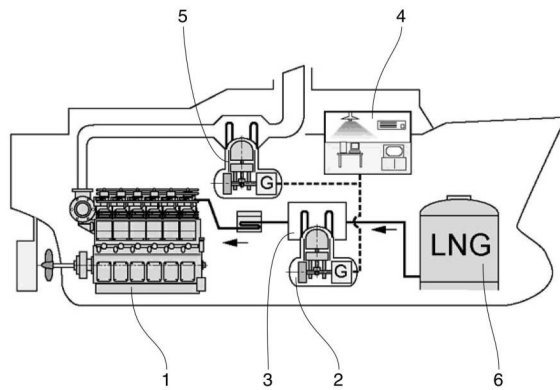
【0107】

- 2 冷熱利用スターリングエンジン（冷熱利用エンジン）
- 5 排熱利用スターリングエンジン（排熱利用エンジン）
- 10 スターリングエンジン（冷熱利用エンジン、排熱利用エンジン）
- 100 第1スターリングエンジン
- 111 シリンダ
- 112 ディスプレーサピストン
- 113 パワーピストン
- 114 クランク軸
- 115 発電機
- 116 再生器
- 117 第1低温熱交換器
- 118 シリンダヘッド
- 119 第1高温熱交換器
- 200 第2スターリングエンジン
- 211 シリンダ
- 212 ディスプレーサピストン
- 213 パワーピストン
- 214 クランク軸
- 215 発電機
- 216 再生器
- 217 第2高温熱交換器
- 218 シリンダヘッド
- 219 第2低温熱交換器
- A 作動空間
- B 作動空間

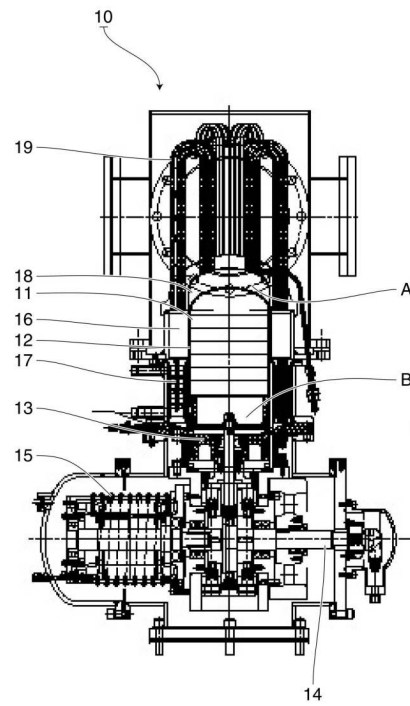
20

30

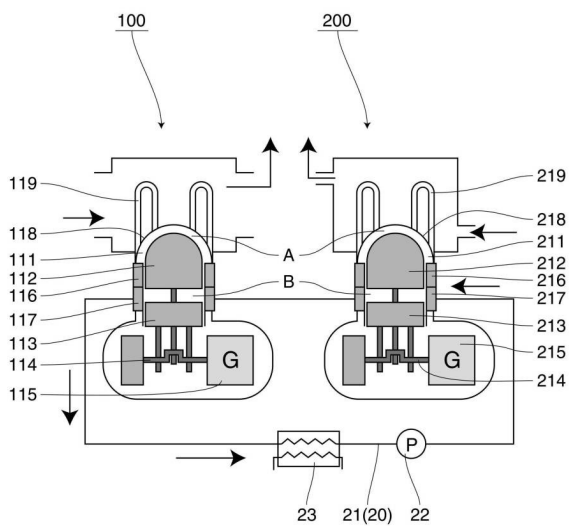
【図 1】



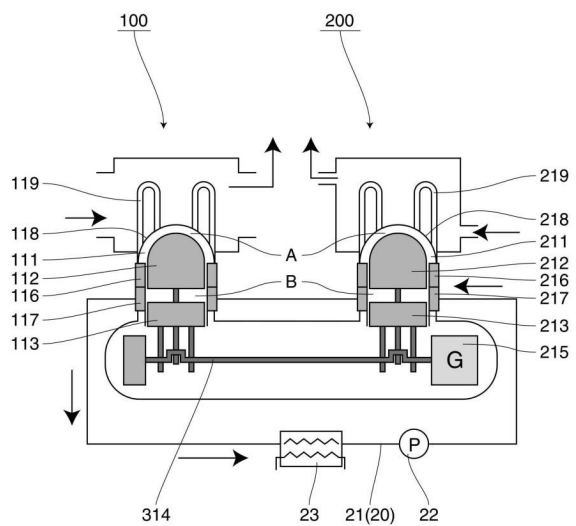
【図 2】



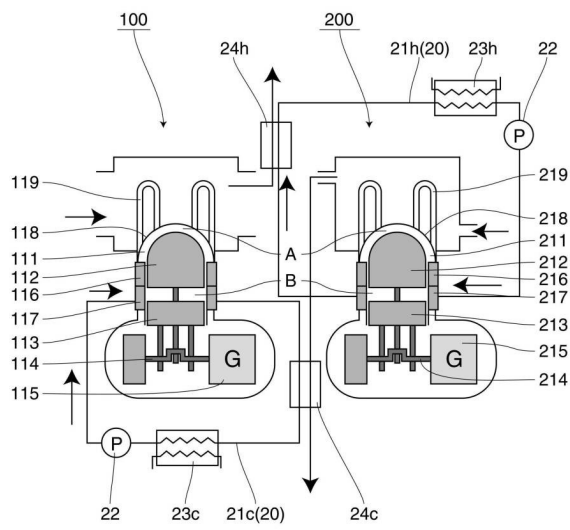
【図 3】



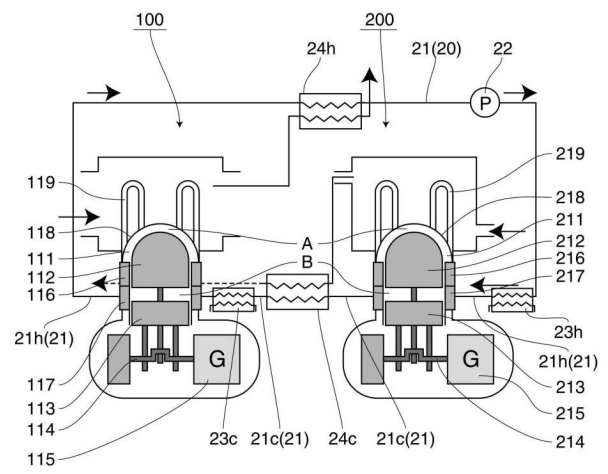
【図 4】



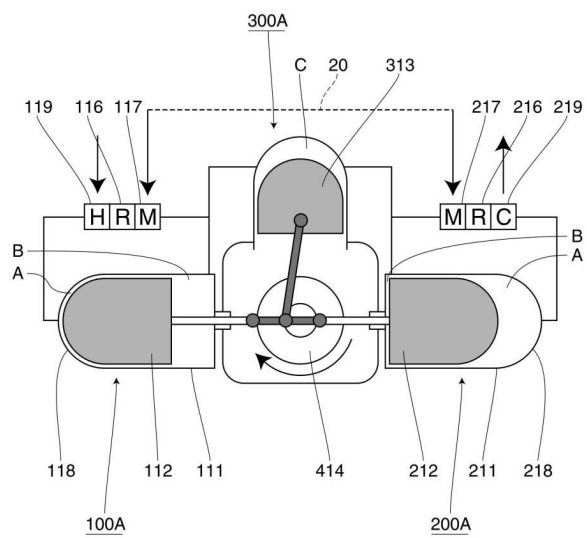
【図 5】



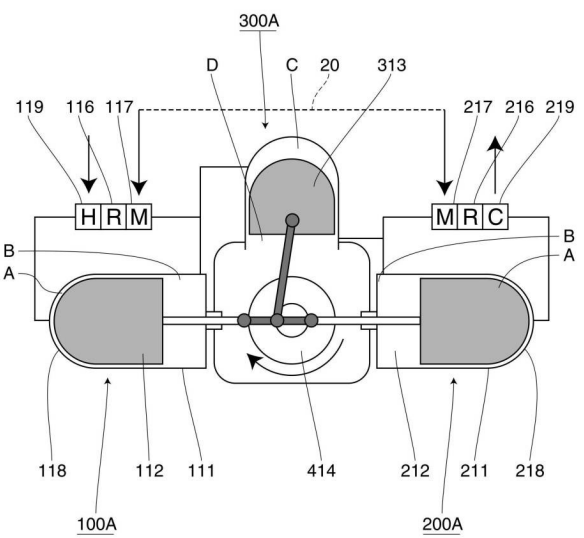
【図 6】



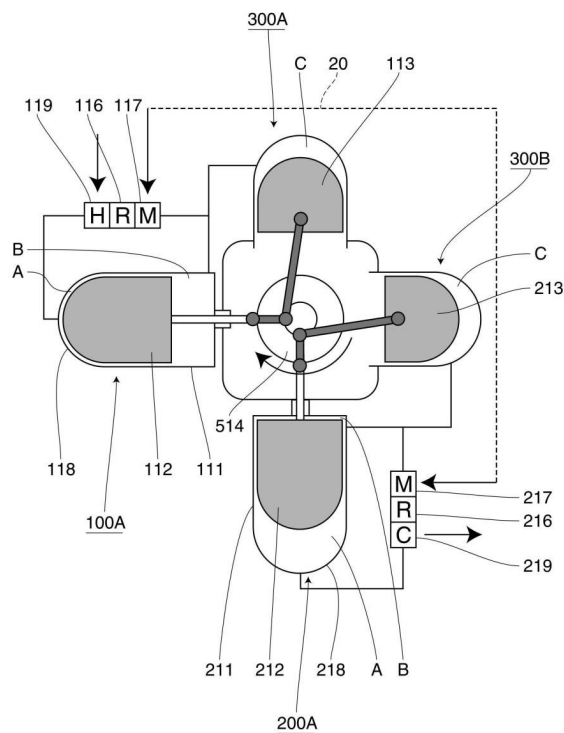
【図 7】



【図 8】



【図 9】



【図 10】

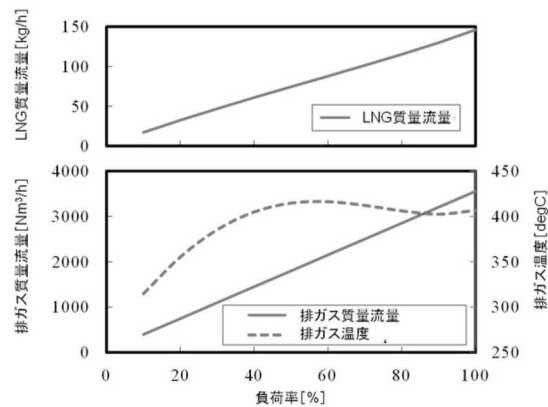
(a)

液化天然ガス(LNG)		
熱量(LHV)	H_{fuel}	50 MJ/kg
潜熱	L_{fuel}	510 kJ/kg
比熱	c_{fuel}	3.8 kJ/kgK
排ガス		
比熱	c_{exh}	1.12 kJ/kgK

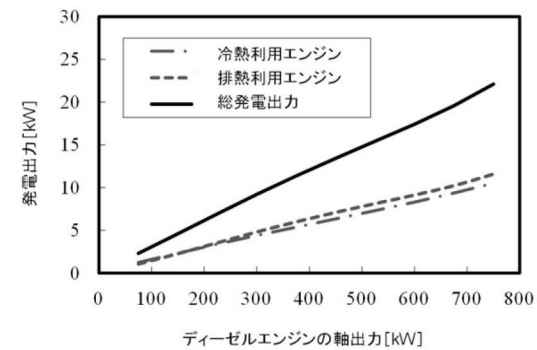
(b)

冷熱利用エンジン		
LNG出口温度	T_{Cfuel}	-160 degC
高温熱源温度	T_H	35 degC (100 degC)
温度差	$\Delta T_H, \Delta T_K$	10 K
カルノーサイクルの熱効率	k_{car}	0.7
機械効率	η_m	0.8
発電機効率	η_g	0.9
排熱利用エンジン		
排ガス出口温度	T_{Hfuel}	...
低温熱源	T_C	35 degC (0 degC)
温度差	$\Delta T_H, \Delta T_K$	50 K 10 K
カルノーサイクルの熱効率	k_{car}	0.7
機械効率	η_m	0.8
発電機効率	η_g	0.9

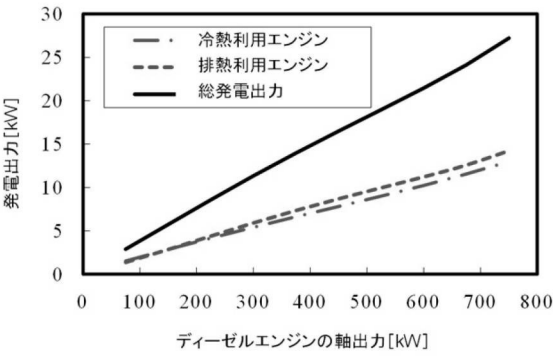
【図 11】



【図 12】



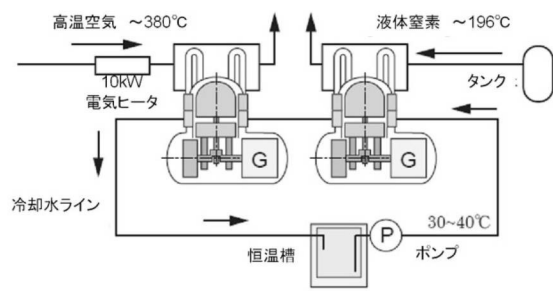
【図 1 3】



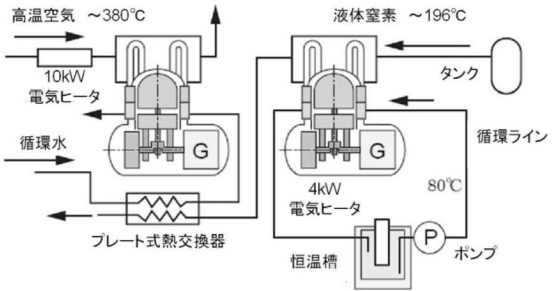
【図 1 4】

エンジンの仕様	ベータ型
シリンダ内径	100 mm
ディスプレイーストローク	32 mm
パワーピストンストローク	28 mm
作動ガス	ヘリウム
平均圧	3～4 MPa

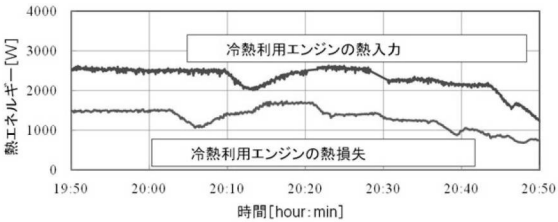
【図 1 5】



【図 1 6】



【図 1 7】



【図 1 8】

	図 1 5 のシステム	図 1 6 のシステム
排熱エンジン		
高熱源	空気	空気
入口温度	388℃	38℃
出口温度	274℃	263℃
流量	800 NL/min	800 NL/min
熱入力	4.45 kW	4.42 kW
冷熱源	冷却水	常温水
入口温度	10℃	11℃
出口温度	29℃	21℃
流量	1.0L/min	2.3L/min
熱損失	1.27 kW	1.53 kW
平均圧	2.2 MPa	2.3 MPa
エンジン回転数	600 min ⁻¹	720 min ⁻¹
膨脹空間ガス温度	242℃	235℃
圧縮空間ガス温度	30℃	24℃
発電出力	144 W	192 W
冷熱エンジン		
高熱源	冷却水	冷却水
入口温度	39℃	78℃
出口温度	7℃	52℃
流量	1.0 L/min	1.6 L/min
熱入力	2.55 kW	2.94 kW
冷熱源	LN ₂	LN ₂
室温度	-179℃	-163℃
流量	...	...
熱損失	...	...
平均圧	2.3 MPa	2.6 MPa
エンジン回転数	700 min ⁻¹	710 min ⁻¹
膨脹空間ガス温度	1℃	39℃
圧縮空間ガス温度	-145℃	-122℃
発電出力	135 W	194 W

フロントページの続き

(72)発明者 平田 宏一

東京都三鷹市新川 6 丁目 3 8 番 1 号 独立行政法人海上技術安全研究所内

(72)発明者 市川 泰久

東京都三鷹市新川 6 丁目 3 8 番 1 号 独立行政法人海上技術安全研究所内

審査官 佐藤 健一

(56)参考文献 特開昭 5 4 - 0 1 2 0 6 2 (J P , A)

特開 2 0 1 1 - 0 9 9 3 8 4 (J P , A)

特開平 0 4 - 3 3 9 1 6 0 (J P , A)

特開平 0 3 - 1 8 5 2 5 3 (J P , A)

特開 2 0 1 1 - 0 0 7 1 2 9 (J P , A)

特開 2 0 0 6 - 2 0 0 4 3 1 (J P , A)

特開 2 0 0 9 - 2 2 1 8 6 1 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 0 2 G 1 / 0 0 - 1 / 0 6

F 0 1 K 2 3 / 1 0

J S T P l u s / J S T 7 5 8 0 (J D r e a m I I I)

D W P I (T h o m s o n I n n o v a t i o n)