

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6038225号
(P6038225)

(45) 発行日 平成28年12月7日(2016.12.7)

(24) 登録日 平成28年11月11日(2016.11.11)

(51) Int. Cl.	F I
FO2M 21/02 (2006.01)	FO2M 21/02 3O1Z
FO2B 43/00 (2006.01)	FO2B 43/00 A
FO2D 19/02 (2006.01)	FO2M 21/02 L
FO2D 41/02 (2006.01)	FO2D 19/02 E
FO2D 1/02 (2006.01)	FO2D 41/02 395
請求項の数 2 (全 14 頁) 最終頁に続く	

(21) 出願番号	特願2015-96633 (P2015-96633)	(73) 特許権者	000006208
(22) 出願日	平成27年5月11日(2015.5.11)		三菱重工業株式会社
(62) 分割の表示	特願2014-253000 (P2014-253000) の分割		東京都港区港南二丁目16番5号
原出願日	平成23年3月31日(2011.3.31)	(74) 代理人	100112737
(65) 公開番号	特開2015-166596 (P2015-166596A)		弁理士 藤田 考晴
(43) 公開日	平成27年9月24日(2015.9.24)	(74) 代理人	100118913
審査請求日	平成27年5月11日(2015.5.11)		弁理士 上田 邦生
		(72) 発明者	村田 聡
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
		(72) 発明者	岡 勝
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
		審査官	川口 真一
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ガス焼きエンジン

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

コントローラ及び電磁弁で作動油を制御することによってエンジンを駆動する電子制御ユニットと、液化ガスを昇圧して供給するガス燃料供給装置とを備えたガス噴射ディーゼル機関のガス焼きエンジンであって、

前記ガス燃料供給装置が、

油圧モータにより駆動されて導入した液化ガスを所望の圧力まで昇圧して吐出する往復式ポンプと、

前記作動油が供給される油圧系統から前記作動油の一部を導入して前記油圧モータに供給・駆動する油圧導入系統と、

前記油圧モータの回転速度を調整してガス燃料出口圧力を一定に保つ制御部と、を備え、

前記油圧モータ及び前記往復式ポンプはガス危険区域内に設置され、

前記制御部は、前記油圧モータの回転速度を、前記油圧系統に前記作動油を供給する油圧ポンプの吐出量を調整して制御することを特徴とするガス焼きエンジン。

【請求項2】

コントローラ及び電磁弁で作動油を制御することによってエンジンを駆動する電子制御ユニットと、液化ガスを昇圧して供給するガス燃料供給装置とを備えたガス噴射ディーゼル機関のガス焼きエンジンであって、

前記ガス燃料供給装置が、

油圧モータにより駆動されて導入した液化ガスを所望の圧力まで昇圧して吐出する往復式ポンプと、

前記作動油が供給される油圧系統から前記作動油の一部を導入して前記油圧モータに供給・駆動する油圧導入系統と、

前記油圧モータの回転速度を調整してガス燃料出口圧力を一定に保つ制御部と、を備え、

前記油圧モータ及び前記往復式ポンプと前記油圧系統に前記作動油を供給する油圧ポンプとの間は、互いに油圧配管により接続して別置きにすることで、前記油圧モータ及び前記往復式ポンプは、ガス危険区域内に設置されることを特徴とするガス焼きエンジン。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

本発明は、たとえば船舶の主機関や発電機駆動機関等に適用され、天然ガス等のガス燃料を燃料として運転されるガス焼きエンジンに関する。

【背景技術】

【0002】

従来、液化天然ガス（以下、「LNG」という。）が気化した天然ガスを燃料として運転するディーゼル機関は多数存在するが、近年、現存する油焚低速ディーゼル主機関の環境排出性能を改善する対策として、高圧ガス噴射型低速2ストロークディーゼル機関（以下、「SSD-GI」という。）が注目されている。このSSD-GIは、従来のLNG利用熱機関（たとえば蒸気タービンなど）に比べて高熱効率及び高応答性の機関であり、かつ、低速での出力が可能な機関であり、プロペラに直結して駆動することができる。

20

しかし、天然ガスを燃料とするSSD-GIの場合には、実績のある油焚のディーゼル機関とは異なり、燃焼室内に天然ガスを高圧（約150～300barまで）で供給する高圧噴射技術が成熟しておらず、未だLNG燃料供給に関して確立された技術は見当たらない。

【0003】

従来、SSD-GIがLNG船の主機関候補とされていた頃には、略大気圧のボイルオフガス（以下、「BOG」という。）を多段ガス圧縮機にて圧縮し、さらに、圧縮過程又は圧縮後にBOGを冷却してからエンジン燃料に用いる方法が検討されてきた。しかし、BOGを圧縮及び冷却する方法は、大規模な設備を必要とし、しかも大きな動力を消費することが欠点とされてきた。

30

なお、LNG運搬船の推進エンジンとしては、たとえば下記の特許文献1（図7等を参照）に記載されているように、ガスタンク内のBOGを低圧及び高圧のコンプレッサにより2段圧縮してエンジン室内に導入するものがある。

【0004】

一方、LNG船でBOGの再液化システムが実現された昨今では、BOGを燃料とせずに液化保存することが可能になっている。このため、BOGの有効利用の観点から、従来のLNG船ではBOGを燃料とする方法に努力が払われてきたが、LNGを主機関の主燃料とすることにこの点での障害はなくなってきた。また、LNG船以外の船舶でLNGを燃料とする場合には、加圧方式のLNGタンクを用いることによりBOG処理が不要である。

40

【0005】

このような背景から、近年の船舶においては、主機関等の燃料として良好な環境排出性能を有しているLNGの使用が注目されるようになり、LNGの使用方法等に関する種々の研究開発が活発になっている。

さて、天然ガスを高圧噴射して燃料供給する方法としては、LNGを高圧化してから加熱・気化させることが考えられる。このようなLNGの高圧化は、往復ポンプを使用した昇圧が一般的である。この往復ポンプは、回転速度が300rpm程度であるから、一般的な電動機速度の回転速度である1800～3600rpmと比較すればかなり低速とな

50

る。このため、往復ポンプを電動機により駆動する場合には、往復ポンプの回転速度まで減速する機構が必要となる。

【0006】

また、往復ポンプの運転に使用される一般的な減速機構としては、ギアード方式やプーリー方式が知られている。ギアード方式の減速機構は、歯数の異なる複数の歯車を組み合わせた減速機構であり、プーリー方式の減速機構は、Vベルトで連結した大小のホイールを回転させる構造である。

なお、液化ガスの再ガス化プラントにおいては、たとえば下記の特許文献2に開示されているように、貯蔵タンク内から取り出した液化ガスの圧力を、液体の状態でポンプにより昇圧させて高圧化することが行われている。

10

【0007】

また、近年の船用ディーゼル機関においては、世界的な船用機関への排ガス規制強化に対応して、窒素酸化物低減等の環境対応に有効な電子制御機関が開発されている。この電子制御機関は、燃料噴射系、排気動弁系、始動系及びシリンダ注油系の少なくとも一部について、従来のカム軸による駆動を電子制御化したものであり、コントローラと電磁弁で高圧作動油を制御し、エンジンの各装置を駆動する方式が採用されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0008】

【特許文献1】特開平9-209788号公報

20

【特許文献2】特開2009-204026号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

上述したように、近年の船舶においては、主機関の燃料としてLNGの注目度が増しているものの、燃焼室内に天然ガスを高圧で噴射するための高圧ガス供給技術は確立されていない。そして、天然ガスをエンジン燃料として高圧噴射するためには、往復式ポンプによるLNGの高圧化が必要になると考えられており、往復式ポンプの駆動制御に関する下記の問題が指摘されている。すなわち、往復ポンプの駆動源として電動機を用い、減速機構を介在させて往復ポンプの回転速度まで減速する運転方式を採用すると、減速機構や電動機に関して下記の問題が生じてくる。

30

【0010】

第1の問題は、往復式ポンプの電動機駆動に必要な機械的な減速機構に関するものである。

具体的に説明すると、ギアード方式の減速機構は、往復ポンプ側からのトルク変動による歯車歯面や歯元へのダメージが予想されるため、長時間連続運転に対する耐久性を考慮すると、トルク変動を緩衝するための弾性継手や慣性ホイールなど、カップリングに考慮が必要になる。

一方、プーリー方式の減速機構は、ピストンポンプ特有のトルク変動をベルトのスリップにより緩和できるという利点を有しているものの、ベルトは短期間での交換を必要とする消耗品であるから、長期間の連続使用に不向きな方式である。また、プーリー方式の減速機構は、露出する高速接触部で火花の発生が懸念されるため、ガス危険区域への設置は安全上好ましくない。

40

【0011】

第2の問題は、往復ポンプを駆動する電動機に関するものである。

具体的に説明すると、電動機は、減速機構により往復ポンプの回転速度まで減速する場合、上述したギアード方式及びプーリー方式のいずれの方式を採用しても周波数制御機構(インバータ)が必要となる。しかし、電動機の周波数制御機構は低周波数での精度に難があるため、制御範囲が広く、かなりの低速回転領域でも高精度の制御を必要とする場合には不利である。

50

【 0 0 1 2 】

また、電動機等の電気機器類をガス危険区域に設置する場合には、使用可能な機器の選択に制約を受けるため、電動機駆動の往復ポンプをガス危険区域に設置するには多くの制約を受けることとなる。

本発明は、上記の課題を解決するためになされたもので、その目的とするところは、たとえば電子制御化されたガス噴射型低速2ストロークディーゼル機関のように、燃焼室内に燃料ガス（たとえば天然ガス）を供給するようなガス噴射ディーゼル機関に適用される噴射技術において、ガス危険区域へ容易に配置可能な往復式ポンプを用い、燃料の液化ガス（たとえばLNG）を供給できるガス焼きエンジンを提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 3 】

本発明は、上記の課題を解決するため、下記的手段を採用した。

本発明の第1態様に係るガス焼きエンジンは、コントローラ及び電磁弁で作動油を制御することによってエンジンを駆動する電子制御ユニットと、液化ガスを昇圧して供給するガス燃料供給装置とを備えたガス噴射ディーゼル機関のガス焼きエンジンであって、前記ガス燃料供給装置が、油圧モータにより駆動されて導入した液化ガスを所望の圧力まで昇圧して吐出する往復式ポンプと、前記作動油が供給される油圧系統から前記作動油の一部を導入して前記油圧モータに供給・駆動する油圧導入系統と、前記油圧モータの回転速度を調整してガス燃料出口圧力を一定に保つ制御部と、を備え、前記油圧モータ及び前記往復式ポンプはガス危険区域内に設置され、前記制御部は、前記油圧モータの回転速度を、前記油圧系統に前記作動油を供給する油圧ポンプの吐出量を調整して制御する回転速度ことを特徴とするものである。

【 0 0 1 4 】

このような第1態様のガス焼きエンジンによれば、ガス燃料供給装置が、油圧モータにより駆動されて導入した液化ガスを所望の圧力まで昇圧して吐出する往復式ポンプと、作動油が供給される油圧系統から作動油の一部を導入して油圧モータに供給・駆動する油圧導入系統と、油圧モータの回転速度を調整して加熱装置のガス燃料出口圧力を一定に保つ制御部と、を備えているので、電子制御ユニットの作動油を有効利用することで新たな追加機器類を最小限に抑え、油圧モータ駆動の往復式ポンプにより液化ガスを昇圧することが可能になる。

【 0 0 1 5 】

このようなガス焼きエンジンは、エンジン負荷の上昇によりエンジン回転数も上昇するので、油圧系統に作動油を供給するエンジン駆動の油圧ポンプ吐出量及び油圧が上昇する。従って、燃料（気化した液化ガス）消費量が増加すると、要求される流量及び圧力も増加する液化ガス昇圧用の往復式ポンプにとって、油圧系統に供給される作動油は好適な油圧源となる。

【 0 0 1 6 】

そして、往復式ポンプを駆動する油圧モータの回転速度は、油圧系統に作動油を供給する油圧ポンプの吐出量を調整してなされるので、機械的な減速機構や電動機の回転数制御の追加は不要となる。

【 0 0 1 7 】

本発明の第2態様に係るガス炊きエンジンは、コントローラ及び電磁弁で作動油を制御することによってエンジンを駆動する電子制御ユニットと、液化ガスを昇圧して供給するガス燃料供給装置とを備えたガス噴射ディーゼル機関のガス焼きエンジンであって、前記ガス燃料供給装置が、油圧モータにより駆動されて導入した液化ガスを所望の圧力まで昇圧して吐出する往復式ポンプと、前記作動油が供給される油圧系統から前記作動油の一部を導入して前記油圧モータに供給・駆動する油圧導入系統と、前記油圧モータの回転速度を調整してガス燃料出口圧力を一定に保つ制御部と、を備え、前記油圧モータ及び前記往復式ポンプと前記油圧系統に前記作動油を供給する油圧ポンプとの間は、互いに油圧配管により接続して別置きにすることで、前記油圧モータ及び前記往復式ポンプは、ガス危険

10

20

30

40

50

区域内に設置されることを特徴とする。

【0018】

このような第2態様のガス焼きエンジンによれば、油圧モータで駆動する往復式ポンプと、油圧モータに油圧を供給する油圧ポンプユニットとの間は、互いを油圧配管により接続して別置きすることで、電気機器や減速機構のない往復式ポンプは、ガス危険区域内への設置が容易になる。

【発明の効果】

【0019】

上述した本発明のガス焼きエンジンによれば、たとえば電子制御化されたガス噴射型低速2ストロークディーゼル機関のように、燃焼室内に燃料ガス（たとえば天然ガス）を供給するようなガス噴射ディーゼル機関において、ガス危険区域へ容易に配置可能な油圧ポンプ駆動の往復式ポンプを用い、燃料の液化ガス（たとえばLNG）を供給可能となる。

10

【0020】

そして、エンジン側の電子制御ユニットから油圧の供給を受ければ、往復式ポンプ駆動用の油圧モータに油圧を供給する新たな油圧ユニットの設置が不要になるので、ガス焼きエンジンの設置スペースやコストの低減が可能になり、特に限られた船舶内においては、積荷スペースを増すなど船内空間の有効利用が可能になる。

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】本発明に係るガス焼きエンジンの一実施形態として、第1の実施形態を示す系統図である。

20

【図2】本発明に係るガス焼きエンジンの一実施形態として、第2の実施形態を示す系統図である。

【図3】本発明に係るガス焼きエンジンの一実施形態として、第3の実施形態を示す系統図である。

【図4】横軸を運転点(OP)として、縦軸に往復式ポンプのポンプ負荷及び再循環制御弁(RCV)開度を示す説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0022】

以下、本発明に係るガス焼きエンジンの一実施形態を図面に基づいて説明する。

30

<第1の実施形態>

図1に示す実施形態のガス焼きエンジン1は、コントローラ及び電磁弁で高圧作動油を制御することによってエンジンを駆動する電子制御ユニット60と、エンジンの燃焼室内に噴射する燃料ガスを高圧の液化ガスに昇圧して供給するガス燃料供給装置10とを備えた高圧ガス噴射ディーゼル機関である。

なお、後述する電子制御ユニット60は、ガス焼きエンジン1の燃料噴射系、排気動弁系、始動系及びシリンダ注油系の少なくとも一部について、従来のカム軸による駆動を電子制御化したものである。

【0023】

図示のガス焼きエンジン1には、高圧ガス噴射ディーゼル機関の燃焼室内へ液化ガスを気化させた燃料ガスを噴射して供給する「高圧モード」を備えたガス燃料供給装置10が設けられている。本実施形態に係るガス焼きエンジン1の具体例としては、高圧ガス噴射ディーゼル機関、たとえば高圧ガス噴射型低速2ストロークディーゼル機関（以下、「SSD-GI」という。）がある。

40

なお、以下の説明においては、液化ガスを液化天然ガス（以下、「LNG」という。）とし、LNGが気化した天然ガスを燃料ガスとするが、本実施形態の機関及び装置は、たとえば液化石油ガス(LPG)等の液化ガスを燃料とする機関にも適用可能である。

【0024】

ガス燃料供給装置10は、往復式ポンプ20でLNGを昇圧してから気化させた天然ガスを高圧ガス噴射機関の燃焼室内に噴射して供給するLNG燃料系と、往復式ポンプ20

50

を駆動する油圧モータ50に油圧を供給する油圧系と、油圧モータ50等の制御を行う制御部(不図示)とを備えている。なお、図示の構成例では、1組のLNG燃料系及び油圧系を示しているが、各々複数設置が連結された構成としてもよく、これに限定されることはない。

【0025】

LNG燃料系は、油圧モータ50により駆動される往復式ポンプ20を備えている。この往復式ポンプ20は、略大気圧の状態にあるLNGを導入し、所望の圧力まで昇圧して吐出するポンプである。

往復式ポンプ20の吐出側に接続されたLNG供給配管22は、ポンプ側から順に配置された加熱装置30及びエンジン入口ガス減圧弁(以下、「ガス減圧弁」という。)40を備えている。

10

【0026】

加熱装置30は、往復式ポンプ20から供給される昇圧後のLNGを加熱して気化させる装置である。すなわち、加熱装置30に流入した高圧のLNGは、装置内で加熱されることにより、LNGが気化した天然ガスとして流出する。

加熱装置30の出口近傍には圧力センサ(不図示)が設けられており、この圧力センサで検出した天然ガス出口圧力PVが、ガス燃料出口圧力として制御部に入力される。この制御部は、天然ガス出口圧力PVを予め定めた一定の圧力値に保つため、後述する油圧モータ50の回転速度を調整する。なお、この制御部は、後述する電子制御ユニット60の制御部と一体に構成されたものでもよい。

20

【0027】

加熱装置30から供給される天然ガスは、ガス減圧弁40によって所望の圧力に調整された後、高圧の燃焼室内に噴射して供給される。すなわち、ガス減圧弁40で調整される天然ガスの噴射(供給)圧力は、ピストンに圧縮されて高圧の状態にある燃焼室内に噴射するため、燃焼室内の圧力より高圧に設定する必要がある。このような高圧で燃焼室内へ天然ガスを噴射する運転モードを「高圧モード」と呼ぶ。なお、SSD-GIの場合、高圧モードにおける天然ガスの噴射圧力は、概ね150~300barである。

【0028】

ガス減圧弁40は、上述した「高圧モード」に加えて、ガス燃料の天然ガスをガスパーク式オットーサイクルエンジンの燃料として供給する「低圧モード」を備えている。この「低圧モード」は、たとえば船内電力を賄う発電機等に対してガス燃料を供給する場合に使用され、「高圧モード」と比較して低圧となる。

30

【0029】

LNG供給配管22は、加熱装置30の上流側から分岐する再循環ライン23を備えている。この再循環ライン23は、往復式ポンプ20で昇圧されたLNGを加熱装置30の上流側から分岐させて吸入ドラム24に流す配管系統であり、吸入ドラム24の上流側には流量調整弁の再循環制御弁25が設けられている。吸入ドラム24に接続されるLNG導入配管21は、図示しないLNGタンク等に接続されている。

【0030】

このような再循環ライン23を設けることにより、油圧モータ50の回転速度を制御できない低速領域や危急でLNG流量を絞る場合には、再循環制御弁25の開度調整により再循環ライン23を流れるLNG再循環流量を制御して対応することが可能になる。

40

具体的に説明すると、たとえば図4に示す説明図のように、ポンプ負荷の小さい低速領域では再循環制御弁25の開度を増して再循環流量を確保し、すなわち、ポンプ負荷の小さい運転点OPでは再循環流量を増すことにより往復式ポンプ20を流れるLNGの総流量を確保し、油圧モータ50の制御が可能な回転数領域に維持する。また、危急でLNG流量を絞る場合は、再循環制御弁25の開度を増して加熱装置30をバイパスする再循環流量を増加させ、加熱装置30への供給量を制限すればよい。

【0031】

吸入ドラム24は、LNG供給配管22から分岐させて導入したLNGを集め、往復式

50

ポンプ 20 の再循環吸入部に戻す LNG 容器である。再循環ライン 23 に導入される LNG の再循環流量は、制御部から出力される運転点 OP の制御信号に基づいて動作する再循環制御弁 25 により調整される。この運転点 OP の制御信号は、たとえば機関回転数により与えられる設定点 SP と、圧力センサで検出した天然ガス出口圧力 PV とに基づいて、制御部が出力する運転点を定めた開度信号である。

なお、この場合の設定点 SP は、上述した機関回転数のように、ガス減圧弁 40 の制御性が高い圧力値となる変動値を採用してもよいし、あるいは、設定点 SP を固定値としてもよい。

【 0 0 3 2 】

そして、この場合の油圧系は、電子制御ユニット 60 が保有する油圧の一部を導入し、往復式ポンプ 20 を駆動する油圧モータ 50 に供給する。すなわち、電子制御ユニット 60 の油圧系統 61 から高圧作動油の一部を導入して油圧モータ 50 に供給・駆動する油圧導入系統 51 と、油圧モータ 50 の駆動に使用した高圧作動油を油圧系統 61 に戻すための油圧戻し系統 52 とを備えている。

【 0 0 3 3 】

電子制御ユニット 60 の油圧系統 61 は、クランクケース 62 内に貯留されているエンジン潤滑油の一部を高圧の油圧作動油として使用するものである。

クランクケース 62 内のエンジン潤滑油は、潤滑油ライン 63 に設けた電動の潤滑油ポンプ 64 でフィルタユニット 65 に供給される。このエンジン潤滑油は、フィルタユニット 65 で異物の除去がなされた後、エンジン駆動ポンプ 66 または電動ポンプ 67 により昇圧された高圧作動油が油圧系統 61 に供給される。この場合、上述した電動ポンプ 67 はエンジン始動時に必要なものであり、エンジン始動後の通常運転ではエンジン駆動ポンプ 66 からの油圧供給が主に使用される。

なお、ガス焼きエンジン 1 で駆動されるエンジン駆動ポンプ 66 と油圧系統 61 との間には、ガス焼きエンジン 1 の逆転時にポンプ吸入方向及びポンプ吐出方向を変化させる切替弁ブロック 68 が設けられている。

【 0 0 3 4 】

油圧導入系統 51 は、電子制御ユニット 60 の上流側で油圧系統 61 から分岐し、高圧作動油の一部を油圧モータ 50 に供給する配管系統である。

油圧戻し系統 52 は、油圧モータ 50 の駆動に使用した高圧作動油を油圧系統 61 に戻す配管系統である。この油圧戻し系統 52 には、油圧モータ 50 の駆動に使用した高圧作動油をいったん貯留するための副貯留タンク 53 が設けられている。この副貯留タンク 53 内に貯留された作動油は、電動の油戻しポンプ 54 を運転することにより、油圧戻し系統 52 を通ってクランクケース 62 に戻される。

また、図中の符号 55 は、油圧導入系統 51 と副貯留タンク 53 との間を連結する管路であり、符号 56 は、管路 55 に設けた逆止弁である。管路 55 と逆止弁 56 を備えることで、エンジンの緊急停止などに副貯留タンク 53 から油を吸い上げることにより、油圧導入系統 51 が負圧になるのを回避することができる。

【 0 0 3 5 】

このように、本実施形態のガス燃料供給装置 10 は、油圧モータ 50 を駆動するための油圧供給系統（油圧ポンプ等）を新たに設けるのではなく、ガス焼きエンジン 1 が保有している電子制御ユニット 60 の高圧作動油（油圧系統 61 から供給される作動油）を有効利用することにより、油圧モータ 50 により駆動される往復式ポンプ 20 で LNG を昇圧している。従って、本実施形態のガス燃料供給装置 10 は、エンジン燃料として LNG を供給するために必要となる油圧系において、電子制御ユニット 60 の油圧設備を共用することによって、新たな追加機器類を最小限に抑えることができる。

【 0 0 3 6 】

このようなガス焼きエンジン 1 は、船速に合わせてエンジン回転数を船側で任意に変更可能であり、たとえばエンジン負荷の上昇によりエンジン回転数も上昇するため、電子制御ユニット 60 に高圧作動油を供給するエンジン駆動ポンプ 66 のポンプ吐出量及び油圧

10

20

30

40

50

が上昇することとなる。すなわち、LNGを気化させたガス燃料の消費量が増加すると、流量及び圧力の要求値が増大する液化ガス昇圧用の往復式ポンプ20にとって、電子制御ユニット60の高圧作動油は好適な油圧源となる。

【0037】

換言すれば、往復式ポンプ20を駆動する油圧モータ50の回転速度は、電子制御ユニット60に高圧作動油を供給するエンジン駆動ポンプ66の容量制御(油量制御)を実施することにより、すなわち、エンジン駆動ポンプ66の吐出量を調整することによって制御可能となるので、機械的な減速機構や電動機の回転数制御は不要となる。この場合、エンジン駆動ポンプ66には、たとえばプランジャポンプのような可変容量型を採用し、プランジャ傾斜角を調整することにより吐出量を制御することが望ましい。

10

従って、往復式ポンプ20のLNG吐出量は、油圧モータ50の回転数及び油圧で制御可能となるので、加熱装置30に対するLNGの供給量は、エンジン負荷の変動に伴って高圧作動油の供給量及び油圧が増減することに連動して容易に制御(増減)することができる。

【0038】

また、油圧モータ50で駆動する往復式ポンプ20は、油圧モータ50に油圧を供給する油圧ポンプユニットとなるエンジン駆動ポンプ66の間が、互いを油圧導入系統51及び油圧戻し系統52の油圧配管により接続されている。すなわち、油圧モータ50で駆動する往復式ポンプ20と油圧供給源となるエンジン駆動ポンプ66との間は、油圧導入系統51及び油圧戻し系統52で接続することにより別置きが可能であるから、電気機器や減速機構のない往復式ポンプ20は、ガス危険区域内への設置も容易になる。

20

また、船舶の主機関から油圧を供給する構成となるので、別置きの油圧ユニットに駆動電力を供給するために、主機の2ストローク機関に比べて熱効率で劣る発電用4ストローク機関を駆動する必要がなくなって運行コストを低減できる。

【0039】

<第2の実施形態>

次に、本発明に係るガス焚きエンジンについて、第2の実施形態を図2に基づいて説明する。なお、上述した実施形態と同様の部分には同じ符号を付し、その詳細な説明は省略する。

図2に示す実施形態のガス焚きエンジン1Aは、上述した実施形態と異なる構成のガス燃料供給装置10Aを備えている。このガス燃料供給装置10Aにおいては、LNG燃料系が上述した実施形態と実質的に同様の構成であるものの、油圧モータ50に油圧を供給する油圧系の構成が異なっている。

30

【0040】

この場合の油圧系は、ガス焚きエンジン1Aの排気ガスを有効に利用して、油圧モータ50に駆動用の油圧を供給する油圧ポンプユニットの油圧ポンプ70を駆動している。この油圧ポンプ70は、エンジン排気静圧管80から排気ガスの一部を抽出して運転される排気タービン81を駆動源とする可変容量型のポンプであり、たとえばプランジャポンプが使用される。

排気タービン81には、エンジン排気静圧管80から排気ガスの一部を導入する排気ガス供給流路82と、排気タービン81で仕事をした排気ガスを大気放出用の煙突に導く排気ガス排出流路83とが接続されている。

40

【0041】

排気ガス供給流路82には、必要時に排気タービン81に供給する排気ガス流量の調整をするため、排気ガス流量制御弁84が設けられている。また、排気ガス供給流路82には、排気ガス流量制御弁84の上流側から分岐する排気ガスバイパス流路85が設けられている。この排気ガスバイパス流路85は排気ガス排出流路83に接続され、その流路途中にはバイパス流量調整弁86及びオリフィス87が設けられている。

エンジン排気静圧管80から排出される排気ガスの主流は、主排気ガス供給流路88を通過して過給機89の排気タービン89aに供給される。この排気ガス主流は、排気タービ

50

ン 8 9 a を駆動させた後、主排気ガス排出流路 9 0 を通って煙突に導かれる。なお、この主排気ガス排出流路 9 0 には、上述した排気ガス排出流路 8 3 が接続されている。

【 0 0 4 2 】

過給機 8 9 は、排気タービン 8 9 a の回転軸により駆動される圧縮機 8 9 b が機関室内の空気を吸入して圧縮する。圧縮機 8 9 b で圧縮された給気（掃気）用の圧縮空気は、空気冷却器 9 1 で冷却されることにより、空気密度を高めた状態にして給気マニホールド 9 2 に供給される。

なお、図中の符号 9 3 はガス焼きエンジン 1 A のシリンダであり、図示の構成例では 6 気筒となっているが、これに限定されることはない。

【 0 0 4 3 】

このようなガス焼きエンジン 1 A によれば、ガス燃料供給装置 1 0 A の油圧供給源として、大気へ放出する排気ガスを有効利用することにより、油圧ポンプ 7 0 を運転して油圧モータ 5 0 に油圧を供給することが可能になる。

油圧ポンプ 7 0 から吐出された高圧作動油は、油圧導入系統 5 1 A を通って油圧モータ 5 0 に供給される。なお、油圧モータ 5 0 を駆動して副貯留タンク 5 3 に流入した作動油は、電動の油戻しポンプ 5 4 を用いて作動油貯蔵タンク 5 9 に戻される。

【 0 0 4 4 】

このような本実施形態のガス焼きエンジン 1 A によれば、ガス燃料供給装置 1 0 A が、エンジン排気静圧管 8 0 から排気ガスの一部を抽出して運転される排気タービン 8 1 により駆動される油圧ポンプ 7 0 から油圧モータ 5 0 に駆動用の油圧を供給する油圧ポンプユニットの油圧ポンプ 7 0 を備えているので、エンジン負荷の上昇に伴って発生量が増加する排気ガスの有効利用により油圧ポンプ 7 0 を駆動し、油圧モータ駆動の往復式ポンプ 2 0 により L N G を昇圧することが可能になる。

【 0 0 4 5 】

この場合、エンジン負荷が上昇すると L N G を気化させた天然ガス（エンジン燃料）の消費量が増加するとともに排気ガス量も増加するので、往復式ポンプ 2 0 に要求される L N G の流量及び圧力も増加する。従って、このような L N G 昇圧用の往復式ポンプ 2 0 にとって、排気タービン 8 1 が駆動する油圧ポンプ 7 0 は、燃料側の要求変動と、燃料供給側の往復式ポンプ 2 0 を駆動する油圧モータ 5 0 に供給される油圧変動とが略同様の傾向を示すため、好適な油圧供給源となる。

また、上述した実施形態の油圧系は、新たな追加機器類を最小限に抑え、油圧モータ 5 0 が駆動する往復式ポンプ 2 0 により液化ガスを昇圧することが可能になる。

【 0 0 4 6 】

ところで、上述した実施形態のガス燃料供給装置 1 0 A においては、油圧ポンプ 7 0 を可変容量型とし、図示しない制御部が油圧ポンプ 7 0 の可変容量制御を実施して油圧モータ 5 0 の回転速度を調整し、ガス減圧弁 4 0 からガス焼きエンジン 1 A へ供給する天然ガス（ガス燃料）のガス燃料出口圧力を一定に保つことが好ましい。

このような可変容量制御により、往復式ポンプ 2 0 を駆動する油圧モータ 5 0 の回転速度が油圧ポンプ 7 0 を容量制御（油量制御）することによりなされるので、機械的な減速機構や電動機の回転数制御は不要となる。

【 0 0 4 7 】

この場合に好適な可変容量制御としては、たとえば油圧ポンプを斜板式とし、排気ガス流量制御弁 8 4 の開度を固定するとともに斜板角度を適宜調整してポンプ吐出量を制御する方式がある。

また、上述した実施形態のガス燃料供給装置 1 0 A は、油圧ポンプ 7 0 を一定容量型とし、図示しない制御部が排気タービン 8 1 の回転数制御により油圧モータ 5 0 の回転速度を調整し、ガス減圧弁 4 0 のガス燃料出口圧力を一定に保つようにした変形例も可能である。この場合、排気タービン 8 1 の入口側に排気ガス流量の制御弁、すなわち開度調整可能な流量制御弁 8 4 を設けておき、流量制御弁 8 4 のバルブ開度を適宜調整して、排気ガス供給量による排気タービンの回転数を制御すればよい。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 8 】

このようにしても、往復式ポンプ 20 を駆動する油圧モータ 50 の回転速度は、駆動側の排気タービン回転数を制御することにより調整されるので、機械的な減速機構や電動機の回転数制御が不要となる。

また、油圧モータ 50 で駆動する往復式ポンプ 20 と、油圧モータ 50 に油圧を供給する油圧ポンプユニット（油圧ポンプ 70）との間は、互いを油圧配管により接続して別置きすることが可能であるから、電気機器や減速機構のない往復式ポンプ 20 は、ガス危険区域内への設置が容易になる。

さらに、船舶の主機関から排出される排気ガスエネルギーを油圧として有効利用した構成となるので、別置きの油圧ユニットに駆動電力を供給するために、主機の 2 ストローク機関に比べて熱効率で劣る発電用 4 ストローク機関を駆動する必要がなくなって運行コストを低減できる。

10

【 0 0 4 9 】

< 第 3 の実施形態 >

次に、本発明に係るガス焼きエンジンについて、第 3 の実施形態を図 3 に基づいて説明する。なお、上述した実施形態と同様の部分には同じ符号を付し、その詳細な説明は省略する。

図 3 に示す実施形態のガス焼きエンジン 1 B は、上述した実施形態と異なる構成のガス燃料供給装置 10 B を備えている。このガス燃料供給装置 10 B においては、LNG 燃料系が上述した実施形態と実質的に同様の構成であるものの、油圧モータ 50 に油圧を供給する油圧系の構成が異なっている。

20

【 0 0 5 0 】

この場合の油圧系は、ガス焼きエンジン 1 B の排気ガスを有効に利用して、油圧モータ 50 に駆動用の油圧を供給する油圧ポンプユニットの油圧ポンプ 70 A を駆動している。この油圧ポンプ 70 A は、エンジン排気静圧管 80 から排出される排気ガスにより運転される過給機 89 の排気タービン 89 a の回転軸により駆動される可変容量型のポンプであり、たとえばプランジャポンプが使用される。

排気タービン 89 a には、エンジン排気静圧管 80 から排気ガスを導入する主排気ガス供給流路 88 と、排気タービン 89 a で仕事をした排気ガスを大気放出用の煙突に導く主排気ガス排出流路 90 とが接続されている。

30

【 0 0 5 1 】

エンジン排気静圧管 80 から排出される排気ガスは、主排気ガス供給流路 88 を通って過給機 89 の排気タービン 89 a に供給される。この排気ガス流は、排気タービン 89 a を駆動させた後、主排気ガス排出流路 90 を通って煙突に導かれる。

過給機 89 は、排気タービン 89 a の回転軸により駆動される圧縮機 89 b が機関室内の空気を吸入して圧縮する。圧縮機 89 b で圧縮された給気（掃気）用の圧縮空気は、空気冷却器 91 で冷却されることにより、空気密度を高めた状態にして給気マニホールド 92 に供給される。

なお、図中の符号 93 はガス焼きエンジン 1 B のシリンダであり、図示の構成例では 6 気筒となっているが、これに限定されることはない。

40

【 0 0 5 2 】

このようなガス焼きエンジン 1 B によれば、ガス燃料供給装置 10 B の油圧供給源として、大気へ放出する排気ガスを有効利用することにより、油圧ポンプ 70 を過給機 89 の排気タービン 89 a の軸駆動で運転し、作動油貯蔵タンク 59 から導入した作動油を昇圧して油圧モータ 50 に油圧を供給することが可能になる。

油圧ポンプ 70 から吐出された高圧作動油は、油圧導入系統 51 A を通って油圧モータ 50 に供給される。なお、油圧モータ 50 を駆動して副貯留タンク 53 に流入した作動油は、電動の油戻しポンプ 54 を用いて作動油貯蔵タンク 59 に戻される。

【 0 0 5 3 】

このような本実施形態のガス焼きエンジン 1 B によれば、ガス燃料供給装置 10 B が、

50

エンジン排気静圧管 80 から排気ガスを導入して運転される排気タービン 89 a により駆動される油圧ポンプ 70 から油圧モータ 50 に駆動用の油圧を供給する油圧ポンプユニットの油圧ポンプ 70 を備えているので、エンジン負荷の上昇に伴って発生量が増加する排気ガスの有効利用により油圧ポンプ 70 を駆動し、油圧モータ駆動の往復式ポンプ 20 により LNG を昇圧することが可能になる。

【 0054 】

この場合、エンジン負荷が上昇すると LNG を気化させた天然ガス（エンジン燃料）の消費量が増加するとともに排気ガス量も増加するので、往復式ポンプ 20 に要求される LNG の流量及び圧力も増加する。従って、このような LNG 昇圧用の往復式ポンプ 20 にとって、排気タービン 89 a が駆動する油圧ポンプ 70 は、燃料側の要求変動と、燃料供給側の往復式ポンプ 20 を駆動する油圧モータ 50 に供給される油圧変動とが略同様の傾向を示すため、好適な油圧供給源となる。

10

また、上述した実施形態の油圧系は、新たな追加機器類を最小限に抑え、油圧モータ 50 が駆動する往復式ポンプ 20 により液化ガスを昇圧することが可能になる。

【 0055 】

ところで、上述した実施形態のガス燃料供給装置 10 B においては、油圧ポンプ 70 A を可変容量型とし、図示しない制御部が油圧ポンプ 70 A の可変容量制御を実施して油圧モータ 50 の回転速度を調整し、ガス減圧弁 40 からガス焚きエンジン 1 B へ供給する天然ガス（ガス燃料）のガス燃料出口圧力を一定に保つことが好ましい。

このような可変容量制御により、往復式ポンプ 20 を駆動する油圧モータ 50 の回転速度が油圧ポンプ 70 を容量制御（油量制御）することによりなされるので、機械的な減速機構や電動機の回転数制御は不要となる。

20

【 0056 】

この場合に好適な可変容量制御としては、たとえば油圧ポンプを斜板式とし、斜板角度を適宜調整してポンプ吐出量を制御する方式が採用される。

このようにしても、往復式ポンプ 20 を駆動する油圧モータ 50 の回転速度は、駆動側の排気タービン回転数を制御することにより調整されるので、機械的な減速機構や電動機の回転数制御が不要となる。

【 0057 】

また、油圧モータ 50 で駆動する往復式ポンプ 20 と、油圧モータ 50 に油圧を供給する油圧ポンプユニット（油圧ポンプ 70）との間は、互いを油圧配管により接続して別置きすることが可能であるから、電気機器や減速機構のない往復式ポンプ 20 は、ガス危険区域内への設置が容易になる。

30

さらに、船舶の主機関から排出される排気ガスエネルギーを油圧として有効利用した構成となるので、別置きの油圧ユニットに駆動電力を供給するために、主機の 2 ストローク機関に比べて熱効率で劣る発電用 4 ストローク機関を駆動する必要がなくなって運行コストを低減できる。

【 0058 】

上述したように、本実施形態のガス焚きエンジン 1, 1 A, 1 B によれば、たとえば電子制御化された高圧ガス噴射型低速 2 ストロークディーゼル機関のように、燃焼室内に燃料の天然ガスを高圧で供給する高圧ガス噴射ディーゼル機関においては、ガス危険区域へ容易に配置可能な油圧ポンプ駆動の往復式ポンプ 20 を用い、燃料の液化ガス（たとえば LNG）を高圧化して供給することが可能になる。

40

そして、エンジン側の電子制御ユニット 60 から油圧の供給を受ければ、往復式ポンプ駆動用の油圧モータ 50 に油圧を供給する新たな油圧ユニットの設置が不要になるので、ガス焚きエンジン 1 の設置スペースやコストの低減が可能になり、特に限られた船舶内においては、積荷スペースを増すなど船内空間の有効利用が可能になる。

【 0059 】

また、ガス焚きエンジン 1 A, 1 B のように、排気ガスを利用して運転される排気タービン 81 や過給機 89 の軸出力を利用して油圧ポンプ 70, 70 A を駆動する方式では、

50

往復式ポンプ駆動用の油圧モータ50に油圧を供給する油圧ユニットの構成機器を最小限に抑えることができるので、ガス焼きエンジン1A, 1Bの設置スペースやコストの低減が可能になり、特に限られた船舶内においては、積荷スペースを増すなど船内空間の有効利用が可能になる。

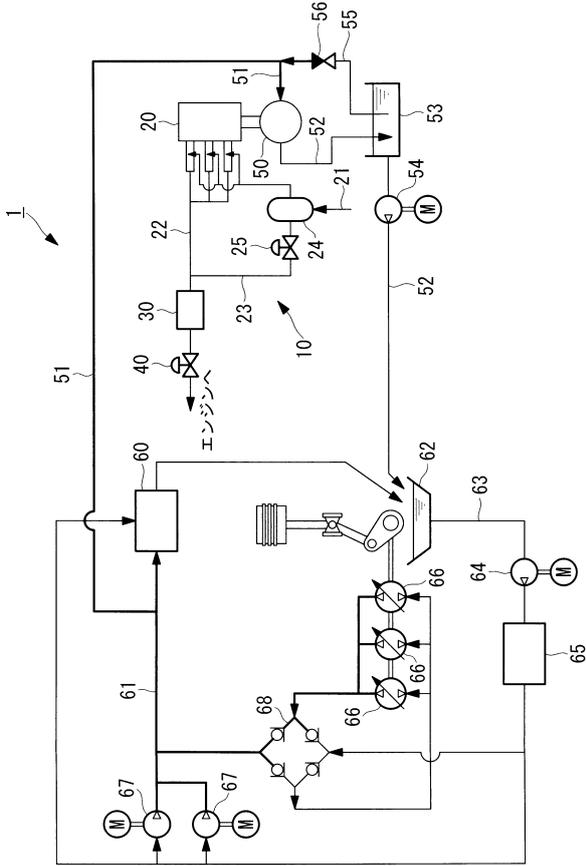
なお、本発明は上述した実施形態に限定されることはなく、その要旨を逸脱しない範囲内において適宜変更することができる。

【符号の説明】

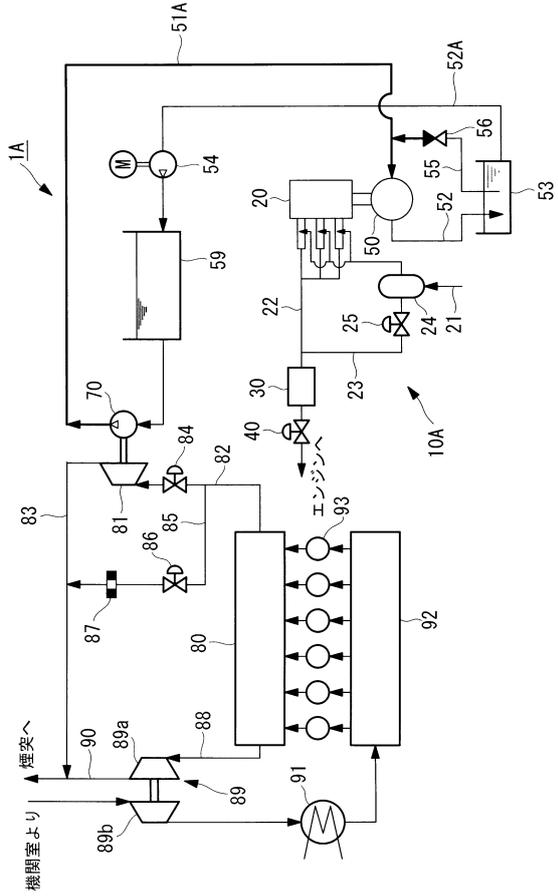
【0060】

1, 1A, 1B	ガス焼きエンジン	
10, 10A, 10B	ガス燃料供給装置	10
20	往復式ポンプ	
21	LNG導入配管	
22	LNG供給配管	
23	再循環ライン	
24	吸入ドラム	
25	再循環制御弁	
30	加熱装置	
40	エンジン入口ガス減圧弁(ガス減圧弁)	
50	油圧モータ	
51, 51A	油圧導入系統	20
52	油圧戻し系統	
53	副貯留タンク	
54	油戻しポンプ	
59	作動油貯蔵タンク	
60	電子制御ユニット	
61	油圧系統	
62	クランクケース	
63	潤滑油ライン	
64	潤滑油ポンプ	
65	フィルタユニット	30
66	エンジン駆動ポンプ	
67	電動ポンプ	
70, 70A	油圧ポンプ	
80	エンジン排気静圧管	
81	排気タービン	
82	排気ガス供給流路	
83	排気ガス排出流路	
84	排気ガス流量制御弁	
88	主排気ガス供給流路	
89	過給機	40
89a	排気タービン	
89b	圧縮機	
90	主排気ガス排出流路	
91	空気冷却器	
92	給気マニホールド	

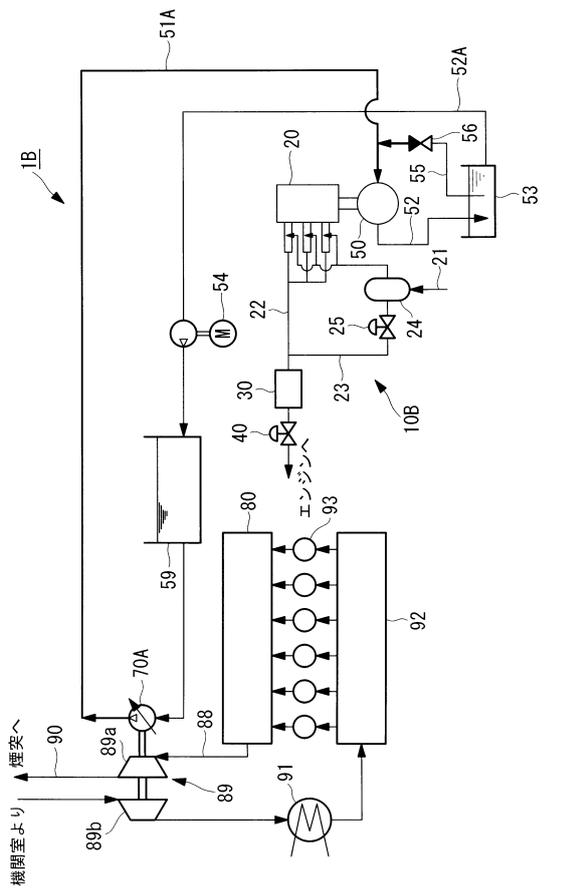
【図1】



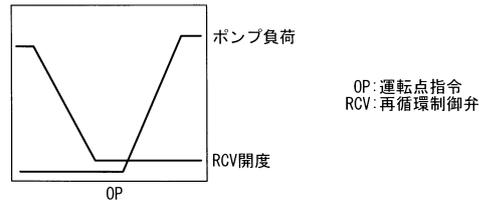
【図2】



【図3】



【図4】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 2 D 1/02 3 1 1 L

(56)参考文献 特表2005-504927(JP,A)
特表2002-535194(JP,A)
特開2006-029157(JP,A)
特開昭63-302169(JP,A)
特表2010-513134(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F 0 2 M 2 1 / 0 2
F 0 2 B 4 3 / 0 0
F 0 2 D 1 / 0 2
F 0 2 D 1 9 / 0 2
F 0 2 D 4 1 / 0 2