

(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
2016 年 11 月 3 日(03.11.2016)



(10) 国際公開番号

WO 2016/175194 A1

- (51) 国際特許分類:
F02B 37/00 (2006.01) F02D 23/00 (2006.01)
F02B 41/10 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/063013
- (22) 国際出願日: 2016 年 4 月 26 日(26.04.2016)
- (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 2015-092862 2015 年 4 月 30 日(30.04.2015) JP
- (71) 出願人: 三井造船株式会社(MITSUI ENGINEERING & SHIPBUILDING CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1048439 東京都中央区築地 5 丁目 6 - 4 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 坂入 信之(SAKAIRI, Nobuyuki); 〒7068651 岡山県玉野市玉 3 丁目 1 - 1 三井造船株式会社内 Okayama (JP). 大田 和徳(OHTA, Kazunori); 〒7068651 岡山県玉野市玉 3 丁目 1 - 1 三井造船株式会社内 Okayama (JP). 谷口 貴士(TANIGUCHI, Takashi); 〒7068651 岡山県玉野市

玉 3 丁目 1 - 1 三井造船株式会社内 Okayama (JP). 服部 泰典(HATTORI, Yasunori); 〒7068651 岡山県玉野市玉 3 丁目 1 - 1 三井造船株式会社内 Okayama (JP).

(74) 代理人: 萩島 良則(HAGISHIMA, Yoshinori); 〒1050001 東京都港区虎ノ門 2 丁目 5 - 2 窪田園ビル 5 階 Tokyo (JP).

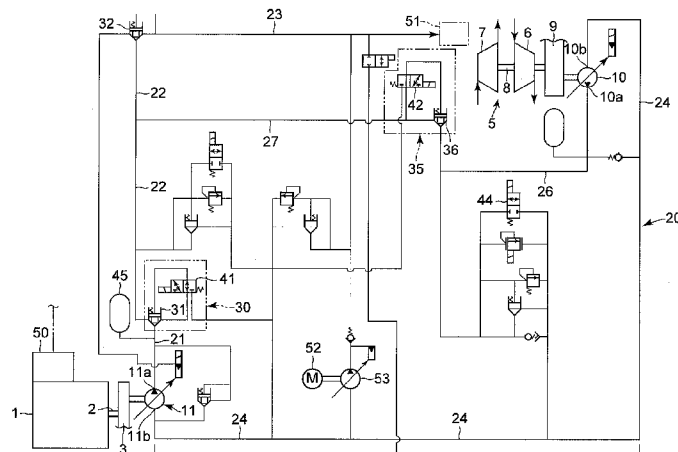
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK,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

[続葉有]

(54) Title: SUPERCHARGER SURPLUS POWER RECOVERY DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 内燃機関の過給機余剰動力回収装置



(57) Abstract: [Problem] To dramatically improve power transmission efficiency and avoid having to install redundant hydraulic devices. [Solution] The present invention is equipped with: an internal combustion engine (1) for which operation devices (51) for operating the engine are electronically controlled by means of hydraulic pressure; a supercharger (5); a first hydraulic pump (10) that is rotationally driven by the supercharger, thereby generating hydraulic pressure; a hydraulic mechanism (20); a second hydraulic pump (11) that is rotationally driven by the power source (1) and supplies hydraulic pressure to the operation devices; a controller (50) for controlling the operation of the first hydraulic pump, the second hydraulic pump, and the hydraulic mechanism; first oil passages (21, 22, 23) for supplying hydraulic pressure from the second hydraulic pump to the operation devices; and second oil passages (26, 27, 22, 23) for supplying hydraulic pressure from the first hydraulic pump to the operation devices. In addition, the present invention is equipped with third oil passages (26, 27, 22, 21) for supplying hydraulic pressure from the first hydraulic pump to the second hydraulic pump, and fourth oil passages (21, 22, 27, 26) for supplying hydraulic pressure from the second hydraulic pump to the first hydraulic pump.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2016/175194 A1



ロシア (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, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

【課題】 動力伝達効率を飛躍的に向上させることができ、油圧機器類の重複装備を排除可能にする。
【解決手段】 機関を作動させるための作動機器 (51) が油圧を介して電子制御される内燃機関
(1) と、過給機 (5) と、過給機により回転駆動されて油圧を発生させる第 1 油圧ポンプ (10)
と、油圧機構 (20) と、動力源 (1) により回転駆動されて作動機器へ油圧を供給する第 2 油圧ポン
プ (11) と、第 1 油圧ポンプと第 2 油圧ポンプと油圧機構の作動を制御するコントローラ (50)
と、第 2 油圧ポンプから作動機器へ油圧を供給する第 1 油路 (21, 22, 23) と、第 1 油圧ポン
プから作動機器へ油圧を供給する第 2 油路 (26, 27, 22, 23) とを備える。第 1 油圧ポンプから
第 2 油圧ポンプへ油圧を供給する第 3 油路 (26, 27, 22, 21)、第 2 油圧ポンプから第 1 油
圧ポンプへ油圧を供給する第 4 油路 (21, 22, 27, 26) をさらに備える。

明 細 書

発明の名称： 内燃機関の過給機余剰動力回収装置

技術分野

[0001] 本発明は、過給機を備えた内燃機関の過給機余剰動力回収装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、ディーゼルエンジンやガスエンジンなどの内燃機関では、過給機（ターボチャージャ）により、エンジンの排気ガスによってそのタービンを回転駆動し、タービンにより回転される圧縮機によって給気密度を高めて、エンジンの出力向上を図っている。

[0003] しかしながら、このように過給機を取り付けて排気エネルギーの有効利用を図ったとしても、エンジンの高負荷時（高出力時）などには排気エネルギーが余剰となり、この余剰排気エネルギーを無駄なく利用することが、燃費向上のみならず環境保護の面からも強く要請されている。

[0004] このエンジンの余剰排気エネルギーを有効利用するものとして、例えば、過給機に発電機を連結し、この発電機を過給機によって回転駆動させて発電を行なうものがある（例えば、特許文献1及び2参照）。この場合には、エンジンの余剰排気エネルギーを直接電気エネルギーに変換し、それをこのエンジンが搭載された船舶の船内設備等に利用している。

[0005] しかしながら、このように過給機に発電機を連結して電気エネルギーとして利用するだけでは、船内消費電力が少ない場合などには、エンジンの排気エネルギーを充分に利用しているとは言えず、エンジンの余剰排気エネルギーをすべて有効利用することが、燃費向上のみならず環境保護の面からも急務になっている。

[0006] そこで、本願出願人は、独自の技術として、このエンジンの余剰排気エネルギーをほぼすべて有効利用するものとして、内燃機関の過給機に油圧ポンプを連結して過給機によって油圧ポンプを回転駆動させて油圧を発生させ、この発生させた油圧により余剰排気エネルギーを回収するための内燃機関の過給

機余剰動力回収装置を多数開発してきた（例えば、特許文献 3， 4 参照）。

[0007] 例えば、特許文献 3， 4 に記載の発明は、内燃機関のクランク軸に油圧ポンプを連結し、この油圧ポンプと過給機に連結された油圧ポンプとを油路により接続し、排気エネルギーに余剰のある内燃機関の高負荷時等に、過給機側の油圧ポンプにより内燃機関のクランク軸に連結した油圧ポンプを油圧モータとして回転駆動し、過給機の余剰動力を内燃機関の付勢に利用するものであり、概ね機関出力の約 3～4 %を回収することができる。これにより、大幅に内燃機関の余剰排気エネルギーの利用を図ることができる。

[0008] この一方、近年の内燃機関では、主に燃費改善や NOX 排出量の削減を目的として、排気弁や燃料噴射弁の開閉作動を油圧を介して電子制御する電子制御機関が主流になりつつあり、今後建造予定の船舶に搭載されるほぼすべての内燃機関が電子制御機関になる可能性もある（例えば、特許文献 5 参照）。

[0009] すなわち、この電子制御の内燃機関は、排気弁や燃料噴射弁の開閉タイミングを電子コントローラにより適切に変更することで、機関の筒内圧力を任意に調整し、運転条件や環境に応じて内燃機関の機関性能の改善を図ることができる。また、例えば排気弁や燃料噴射弁を作動のために供給する油圧は機関の負荷ごとに異なり、作動油の消費量も機関負荷に応じて変わるため、可変容量型油圧ポンプの可変機構によって油圧を制御している。

[0010] さらに、この可変容量型油圧ポンプは、図 7 に示すように、内燃機関 100 のクランク軸から変速機を介して伝達される軸動力により油圧ポンプ 103 を駆動する方式や、図示しない電動機駆動の油圧ポンプにより回転駆動される。後者の電動機は、結局のところ、上記の又はこれとは別の補助の内燃機関の動力により回転される発電機が発生させた電力を利用するものであるから、その分だけ内燃機関全体の燃費を上昇させる。この排気弁や燃料噴射弁を作動させるために必要な油圧動力は、概ね機関出力の約 2 %に相当する。

先行技術文献

特許文献

[0011] 特許文献1：実開昭61－200423号公報

特許文献2：特開2004－346803号公報

特許文献3：特開2006－242051号公報

特許文献4：特開2011－214458号公報

特許文献5：特開2010－209747号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0012] 上述のように、従来の内燃機関の過給機余剰動力回収装置は、過給機の動力で油圧ポンプを回転駆動することにより、油圧動力として排気ガスの余剰動力を回収し、機関のクランク軸に取り付けた油圧モータをこの油圧動力によって回転駆動し、クランク軸を加勢することで、機関の燃費を低減するものである。

[0013] しかしながら、まず、排気エネルギーを過給機を介して油圧ポンプにより油圧に変換するときに油圧ポンプの動力損失が発生する。次に、この油圧により内燃機関のクランク軸に連結した油圧ポンプ（油圧モータ）により回転動力に変換する際に、この油圧モータの動力損失が発生する。

[0014] また、従来の電子制御機関においては、内燃機関又は電動機から油圧ポンプにより油圧を発生させる場合に、この油圧ポンプでも動力損失が発生する。このため、従来の電子制御の内燃機関における過給機余剰動力回収装置では、システム全体の動力伝達効率が低いという問題がある。

[0015] これと共に、従来の電子制御の内燃機関の過給機余剰動力回収装置においては、図7に示すように、過給機の余剰動力回収装置101と、排気弁や燃料噴射弁等を油圧制御するための油圧装置（以下、機関作動装置ともいう）102の双方に、システム構成のための油圧ポンプ、バルブ類、安全装置、配管などを重複装備する必要がある、コスト増を招くという問題がある。

[0016] また、多数の補機類が錯綜して配設される内燃機関周りにおいて、過給機の余剰動力回収装置101と機関作動装置102とに必要な機器の重複配置

が、設計の大きな足かせになっているという問題もある。

[0017] 本発明はこのような問題を解決するためになされたもので、機関を作動させるための作動機器が油圧を介して電子制御される内燃機関において、内燃機関の過給機余剰動力回収装置のシステム全体の動力伝達効率を飛躍的に向上させることができ、しかも油圧機器類の重複配置を排除することができ、これにより大幅なコスト削減と設計の容易化を図ることができる、内燃機関の過給機余剰動力回収装置を提供することを課題とする。

課題を解決するための手段

[0018] 上述の課題を解決するために、本発明の内燃機関の過給機余剰動力回収装置は、機関を

作動させるための作動機器が油圧を介して電子制御される内燃機関と、内燃機関の排ガス路に配設されて内燃機関の排気ガスにより回転駆動されて内燃機関に過給された給気を供給する過給機と、過給機に連結されて過給機により回転駆動されて油圧を発生させる第1油圧ポンプと、内燃機関の作動機器に油圧を供給して内燃機関を作動させる油圧機構と、回転動力を発生させる動力源に連結されてこの動力源により回転駆動されて油圧機構を介して作動機器に油圧を供給する第2油圧ポンプと、油圧機構と第1油圧ポンプと第2油圧ポンプとの作動を制御するコントローラと、油圧機構に配設されて第2油圧ポンプから作動機器へ油圧を供給する第1油路とを備えた内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、油圧機構に配設されて第1油圧ポンプから作動機器へ油圧を供給する第2油路を備えたことにある。

[0019] また、別の本発明の内燃機関の過給機余剰動力回収装置は、機関を作動させるための作動機器が油圧を介して電子制御される内燃機関と、内燃機関の排ガス路に配設されて内燃機関の排気ガスにより回転駆動されて内燃機関に過給された給気を供給する過給機と、排ガス路に過給機と並列に配設されて排気ガスにより回転駆動されるタービンと、タービンに連結されてタービンにより回転駆動されて油圧を発生させる第1油圧ポンプと、内燃機関の作動機器に油圧を供給して内燃機関を作動させる油圧機構と、回転動力を発生さ

せる動力源に連結されてこの動力源により回転駆動されて油圧機構を介して作動機器に油圧を供給する第2油圧ポンプと、油圧機構と第1油圧ポンプと第2油圧ポンプとの作動を制御するコントローラと、油圧機構に配設されて第2油圧ポンプから作動機器へ油圧を供給する第1油路とを備えた内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、油圧機構に配設されて第1油圧ポンプから作動機器へ油圧を供給する第2油路を備えたことにある。

[0020] ここで、上述の機関を作動させるための作動機器とは、内燃機関を作動するために必要な、例えば排気弁、燃料噴射弁等の機器を言い、回転動力を発生させる動力源とは、例えば内燃機関、電動機等を言う。ただし、上述の機関を作動させるための作動機器及び回転動力を発生させる動力源とも一例に過ぎず、これらに限定されるものではない。

[0021] 本発明の内燃機関の過給機余剰動力回収装置は、上述のように、過給機又はタービンに連結されてこの過給機又はタービンにより回転駆動されて油圧を発生させる第1油圧ポンプが、第2油路を介して内燃機関の作動機器に動力源を介さずに直接油圧を供給することができる。

[0022] 一方、従来の、機関を作動させるための作動機器が電子制御される内燃機関の過給機余剰動力回収装置においては、過給機に連結されてこの過給機又はタービンにより回転駆動されて油圧を発生させる油圧ポンプが、まず内燃機関のクランク軸に連結された油圧ポンプを回転駆動し、次にこの内燃機関や内燃機関が発生させた電力により回転駆動される電動機等の動力源が、作動機器に油圧を供給するための必要な油圧ポンプを回転駆動させる。

[0023] ここで、動力源により回転駆動されて油圧機構を介して作動機器に油圧を供給する第2油圧ポンプは、内燃機関の負荷によっては作動機器に作動に必要な油圧を多量に供給しなければならない。このため、第2油圧ポンプの必要容量あるいは台数は、この最大吐出量に応じて決定しなければならない。

[0024] しかしながら、本発明の内燃機関の過給機余剰動力回収装置においては、この最大吐出量が要求される負荷時には排気エネルギーにより過給機を回転駆動してもなお余剰があるため、第1油圧ポンプが第2油路を介して作動機器

に油圧を供給することができる。

[0025] したがって、第2油圧ポンプの必要容量あるいは台数を第1油圧ポンプからの油圧の供給

分だけ減少させることができ、コスト削減を図ることができる。また、吐出量に応じて増大する動力損失も、第2油圧ポンプの必要容量あるいは台数の減少に伴って、これを減少させることができる。

[0026] ここで最も注目すべきことは、従来の内燃機関の過給機余剰動力回収装置においては、過給機により回転駆動される油圧ポンプが発生させた油圧により内燃機関のクランク軸に連結した油圧ポンプを加勢して内燃機関の回転動力に変換する際に、動力損失が発生していた。

[0027] しかしながら、本発明の内燃機関の過給機余剰動力回収装置においては、上述のように余剰の排気エネルギーは、油圧として第2油路を介して作動機器に直接供給されてその有効利用を図るようにしたから、従来の内燃機関の過給機余剰動力回収装置を排除することができる。すなわち、内燃機関のクランク軸に連結される油圧ポンプを排除することができ、この油圧ポンプにより発生していた動力損失を完全に排除することができる。

[0028] これに加えて、従来は必要であった第1油圧ポンプが内燃機関のクランク軸に連結された油圧ポンプを加勢するために必要な油圧機構を、すべて排除することができる。したがって、従来の内燃機関の過給機余剰動力回収装置の油圧機構を構成していた油圧ポンプ、バルブ類、安全装置、配管などを重複装備する必要がなくなり、大幅なコスト削減を図ることができる。また、多数の補機類が錯綜して配設される内燃機関周りにおいて、過給機の余剰動力回収装置と機関作動装置の油圧機構の重複配置が必要なくなり、設計の容易化を図ることができる。

[0029] 上記内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、コントローラは、内燃機関の高負荷時に第1油圧ポンプが発生させた油圧を第2油路を介して作動機器へ供給することが望ましい。

[0030] このように、コントローラが、内燃機関の高負荷時に第1油圧ポンプが発

生させた油圧を第2油路を介して直接作動機器へ供給することにより、高負荷時の内燃機関の余剰排気エネルギーを動力損失なく、作動機器に必要な油圧として有効利用することができる。

[0031] 上記内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、油圧機構に配設されて第1油圧ポンプから第2油圧ポンプへ油圧を供給する第3油路をさらに備えることが望ましい。

[0032] このように、油圧機構に配設されて第1油圧ポンプから第2油圧ポンプへ油圧を供給する第3油路をさらに備えることにより、第1油圧ポンプから作動機器に油圧を供給してもなお排気ガスエネルギーに十分な余剰があるときには、第3油路を介して第1油圧ポンプが発生させた油圧により第2油圧ポンプを回転駆動させて、動力源の回転を加勢することができる。

[0033] 例えば、動力源が内燃機関の場合には直接燃費向上が図られ、また動力源が電動機の場合にはこれを発電機として作動させて発電を行なわせることにより、結果的に、内燃機関全体の大幅な燃費向上を図ることができる。

[0034] 上記内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、コントローラは、高負荷時に第1油圧ポンプが発生させた油圧の一部を第2油路を介して作動機器へ供給すると共に、第1油圧ポンプが発生させた油圧の残部を第3油路を介して第2油圧ポンプへ供給することが望ましい。

[0035] 内燃機関の高負荷時には、例えば、第1油圧ポンプは作動機器に必要な油圧の約2倍の油圧を発生させることが可能である。したがって、コントローラが、高負荷時に第1油圧ポンプが発生させた油圧の一部を第2油路を介して作動機器へ供給すると共に、第1油圧ポンプが発生させた油圧の残部を第3油路を介して第2油圧ポンプへ供給するようにすることにより、高負荷時の内燃機関の余剰排気エネルギーを動力損失なく、作動機器に必要な油圧として有効利用できると共に、第1油圧ポンプが発生させた油圧により第2油圧ポンプが連結されている動力源の回転を加勢することができる。

[0036] 例えば、動力源が内燃機関の場合には直接燃費向上が図られ、また動力源が電動機の場合にはこれを発電機として作動させて発電を行なわせることに

より、結果的に、内燃機関全体の大幅な燃費向上を図ることができる。

[0037] 上記内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、第2油圧ポンプは、可変容量型の油圧ポンプからなり、油圧機構は、第2油圧ポンプから作動機器への油圧の供給を許容すると共に第1油路の下流側から第2油圧ポンプへの油圧の逆流を防止する逆止機能と、コントローラの制御により強制的に第1油路の下流側から第2油圧ポンプへの油圧の逆流を許容させる逆止解除機能とを有する第1逆止弁機構を第1油路に備え、第2油路は、その作動機器側が第1油路の第1逆止弁機構の下流側に接続されて形成され、第3油路は、第2油圧ポンプ側が第1油路の第1逆止弁機構の下流側に接続されて形成されることが望ましい。

[0038] このような構成の油圧機構にすることにより、コントローラが第1逆止弁機構の逆止解除機能をOFFにすることにより、第2油圧ポンプが内燃機関の作動機器へ油圧を供給できると共に、第1ポンプが発生させた油圧を内燃機関の作動機器へ油圧を供給することができる。また、第2油圧ポンプは可変容量型の油圧ポンプからなるから、コントローラが第1逆止弁機構の逆止解除機能をONにすることにより、第1油圧ポンプの発生させた油圧を第2ポンプへ供給できるようになり、可変容量型の油圧ポンプからなる第2油圧ポンプの回転、すなわち第2油圧ポンプが連結される動力源の回転を加勢することができるようになる。

[0039] すなわち、上述の構成によって油圧機構の簡素化を図ることができる。なお、可変容量型の油圧ポンプにおいては、その可変機構によって通常の吐出口からの油圧の逆流によっても油圧ポンプを正転させることができる。

[0040] 上記内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、油圧機構に配設されて第2油圧ポンプから第1油圧ポンプへ油圧を供給する第4油路をさらに備えることが望ましい。

[0041] このように、油圧機構に配設されて第2油圧ポンプから第1油圧ポンプへ油圧を供給する第4油路をさらに備えることにより、第2油圧ポンプが発生させた油圧を第4油路を介して第1油圧ポンプへ供給することが可能となり

、これにより第1油圧ポンプの回転を加勢して過給機の過給能力を高めるようにすれば、排気ガスエネルギーが不足して過給不足となった場合にも内燃機関に対して十分な過給を行なうことができる。

[0042] 上記内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、コントローラは、内燃機関の低負荷時に第2油圧ポンプが発生させた油圧を第4油路を介して第1油圧ポンプへ供給して第1油圧ポンプの回転を加勢して過給機の過給能力を高めることが望ましい。

[0043] このように、コントローラが内燃機関の低負荷時に第2油圧ポンプが発生させた油圧を第4油路を介して第1油圧ポンプへ供給して第1油圧ポンプの回転を加勢して過給機の過給能力を高めることにより、特に排気ガスエネルギーが不足して過給不足となりがちな低負荷時にも、内燃機関に対して十分な過給を行なうことができる。

[0044] 上記内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、油圧機構に配設されて第1油圧ポンプから第2油圧ポンプへ油圧を供給する第3油路をさらに備え、第1油圧ポンプは、可変容量型の油圧ポンプからなり、油圧機構は、第1油圧ポンプから第2油圧ポンプへの油圧の供給を許容すると共に第2油圧ポンプから第1油圧ポンプへの油圧の逆流を防止する逆止機能とコントローラの制御により強制的に第2油圧ポンプから第1油圧ポンプへの油圧の逆流を許容する逆止解除機能とを有する第2逆止弁機構を第3油路に具備し、上述の第4油路は、この第3油路からなることが望ましい。

[0045] このように、油圧機構に配設されて第1油圧ポンプから第2油圧ポンプへ油圧を供給する第3油路をさらに備え、第1油圧ポンプを可変容量型の油圧ポンプとし、油圧機構が、第1油圧ポンプから第2油圧ポンプへの油圧の供給を許容すると共に第2油圧ポンプから第1油圧ポンプへの油圧の逆流を防止する逆止機能とコントローラの制御により強制的に第2油圧ポンプから第1油圧ポンプへの油圧の逆流を許容する逆止解除機能とを有する第2逆止弁機構を第3油路に具備し、第4油路が、第3油路からなるようにすることにより、コントローラの制御によって第2油圧ポンプが発生させた油圧を第3

油路を介して第1油圧ポンプへ供給することができるようになり、これにより、この第1油圧ポンプが連結される過給機の回転を加勢することができる。

[0046] すなわち、上述の構成によって油圧機構の簡素化を図ることができる。なお、上述のように、可変容量型の油圧ポンプにおいては、その可変機構によって通常の吐出口からの油圧の逆流によっても油圧ポンプを正転させることができる。

[0047] 上記内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、油圧機構は、コントローラの制御により第1油圧ポンプが発生させた油圧をドレインさせて第1油圧ポンプへ戻すドレイン機構を備えることが望ましい。

[0048] このように、油圧機構がコントローラの制御により第1油圧ポンプが発生させた油圧をドレインさせて第1油圧ポンプへ戻すドレイン機構を備えることにより、第1油圧ポンプから作動機器への油圧の供給と、第1油圧ポンプから第2油圧ポンプへの油圧の供給と、第2油圧ポンプから第1油圧ポンプへの油圧の供給とを、いずれも行わないようにすることができる。

発明の効果

[0049] 本発明の内燃機関の過給機余剰動力回収装置は、機関を作動させるための作動機器が油圧を介して電子制御される内燃機関と、内燃機関の排ガス路に配設されて内燃機関の排気ガスにより回転駆動されて内燃機関に過給された給気を供給する過給機と、過給機に連結されて過給機により回転駆動されて油圧を発生させる第1油圧ポンプと、内燃機関の作動機器に油圧を供給して内燃機関を作動させる油圧機構と、回転動力を発生させる動力源に連結されてこの動力源により回転駆動されて油圧機構を介して作動機器に油圧を供給する第2油圧ポンプと、油圧機構と第1油圧ポンプと第2油圧ポンプとの作動を制御するコントローラと、油圧機構に配設されて第2油圧ポンプから作動機器へ油圧を供給する第1油路とを備えた内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、油圧機構に配設されて第1油圧ポンプから作動機器へ油圧を供給する第2油路を備える。

[0050] 又は、本発明の内燃機関の過給機余剰動力回収装置は、機関を作動させるための作動機器が油圧を介して電子制御される内燃機関と、内燃機関の排ガス路に配設されて内燃機関の排気ガスにより回転駆動されて内燃機関に過給された給気を供給する過給機と、排ガス路に過給機と並列に配設されて排気ガスにより回転駆動されるタービンと、タービンに連結されてタービンにより回転駆動されて油圧を発生させる第1油圧ポンプと、内燃機関の作動機器に油圧を供給して内燃機関を作動させる油圧機構と、回転動力を発生させる動力源に連結されてこの動力源により回転駆動されて油圧機構を介して作動機器に油圧を供給する第2油圧ポンプと、油圧機構と第1油圧ポンプと第2油圧ポンプとの作動を制御するコントローラと、油圧機構に配設されて第2油圧ポンプから作動機器へ油圧を供給する第1油路とを備えた内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、油圧機構に配設されて第1油圧ポンプから作動機器へ油圧を供給する第2油路を備える。

[0051] したがって、機関を作動させるための作動機器が電子制御される内燃機関において、内燃機関の過給機余剰動力回収装置のシステム全体の動力伝達効率を飛躍的に向上させることができ、しかも油圧機器類の重複配備を排除することができ、これにより大幅なコスト削減と設計の容易化を図ることができる、という優れた効果を奏する。

図面の簡単な説明

[0052] [図1]本発明の内燃機関の過給機余剰動力回収装置の一例を示すブロック図である。

[図2]図1の内燃機関の低負荷時の油圧回路の流れを示す回路図である。

[図3]図1の内燃機関の中負荷時の油圧回路の流れを示す回路図である。

[図4]図1の内燃機関の高負荷時の油圧回路の流れを示す回路図である。

[図5]図1とは別の内燃機関の過給機余剰動力回収装置を示すブロック図である。

[図6]図1及び図5とはさらに別の、内燃機関の過給機余剰動力回収装置を示す部分ブロック図である。

[図7]従来の内燃機関の過給機余剰動力回収装置を示すブロック図である。

発明を実施するための形態

[0053] 本発明に係る内燃機関の過給機余剰動力回収装置を実施するための形態を、図1ないし図6を参照して詳細に説明する。

[0054] 図1の符号1は、一例としての、船舶に搭載される推進用の低速ディーゼルエンジン（動力源、内燃機関）を示し、このエンジン1は、これを作動させるために必要な、例えば排気弁、燃料噴射弁等の作動機器が油圧を介して電子制御される電子制御機関であり、また、その排気ガスにより回転駆動されて過給された給気をエンジン1へ供給するための過給機5を備えている。

[0055] 過給機5は圧縮機6とタービン7とからなり、圧縮機6とタービン7は回転軸8で連結されている。エンジン1の排気ガスによりタービン7が回転駆動され、タービン7によって圧縮機6が回転する。これによりエンジン1の給気密度が高められ、エンジンの出力が向上する。

[0056] なお、過給機5は、必ずしもその段数が単段のものに限定されるものではない。また、エンジン1は船舶用エンジンに限定されず、形式も低速ディーゼルエンジンに限定されるものではない。天然ガス、都市ガス等を燃料とするガスエンジン、他のすべての形式の電子制御機関が含まれる。

[0057] 図1に示すように、過給機5の回転軸8に変速機9が連結され、変速機9に可変容量型の第1油圧ポンプ10が連結される。エンジン1のクランク軸2の一端に変速機3が連結され、変速機3に可変容量型の第2油圧ポンプ11が連結されている。

[0058] 変速機3を設けずに第2油圧ポンプ11をエンジン1のクランク軸2に直接することもできる。また、上述の第1油圧ポンプ10及び第2油圧ポンプ11は、図1においてはそれぞれ1台であるが、あくまでも一例であり、複数台としてもよい。

[0059] 第1油圧ポンプ10と第2油圧ポンプ11は、油圧機構20の中に組み込まれる。油圧機構20において、第2油圧ポンプ11の一方の吐出口11aは油路21に接続され、逆止弁31、油路22、逆止弁32、油路23をこ

の順に介して、上述のエンジン 1 の作動機器の制御回路に接続されて油圧を供給する。油路 2 1、2 2、2 3 により第 1 油路が形成される。第 2 油圧ポンプ 1 1 の他方の吐出口 1 1 b は、油路 2 4 を介して第 1 油圧ポンプ 1 0 の一方の吐出口 1 0 b に接続される。

[0060] 第 1 油圧ポンプ 1 0 の他方の吐出口 1 0 a は油路 2 6 に接続され、逆止弁 3 6、油路 2 7、油路 2 2、油路 2 3 をこの順に介して、上述のエンジン 1 の作動機器 5 1 の制御回路に接続されて、油圧を供給することができる。また、油路 2 7 から分岐する形で油路 2 2、逆止弁 3 1、油路 2 1 をこの順に介して、第 2 油圧ポンプ 1 1 の一方の吐出口 1 1 a にも接続される。

[0061] なお、上述の第 1 油圧ポンプ 1 0 の吐出口 1 0 a、1 0 b、及び第 2 油圧ポンプ 1 1 の吐出口 1 1 a、1 1 b はいずれも吐出口としている。しかしながら、実際は、後述するように、作動状態によってその一方が油圧の吐出口となり、他方が油圧の取入口となるものであるが、本内燃機関の過給機余剰動力回収装置においては、便宜上いずれも吐出口と呼ぶことにする。油路 2 6、2 7、2 2、2 3 により第 2 油路が、油路 2 6、2 7、2 2、2 1 により第 3 油路が、油路 2 1、2 2、2 7、2 6 により第 4 油路がそれぞれ形成される。

[0062] 逆止弁 3 1 は電磁切替弁 4 1 と一体となって第 1 逆止弁機構 3 0 を形成する。第 1 逆止弁機構 3 0 は、コントローラ 5 0 の制御により電磁切替弁 4 1 が切り替えられて、強制的に油路 2 2 から油路 2 1、つまり第 2 油圧ポンプ 1 1 への油圧の逆流を許容させる逆止解除機能を有する。

[0063] この逆止解除機能が OFF の場合には、逆止弁 3 1 は第 2 油圧ポンプ 1 1 から油路 2 1 を介して作動機器 5 1 の制御回路への油圧の供給を許容すると共に、油路 2 2 から第 2 油圧ポンプ 1 1 への油圧の逆流を防止する通常の逆止機能が働く。

[0064] 他方、この逆止解除機能が ON の場合には、上述のように、逆止弁 3 1 は強制的に開弁されて油路 2 2 から第 2 油圧ポンプ 1 1 への油圧の逆流が許容される。また、第 2 油圧ポンプ 1 1 と逆止弁 3 1 との間にアキュムレータ 4

５が配設され、海洋波、排気弁駆動、燃料噴射等に伴って発生する油圧変動をこれにより吸収する。

[0065] また、逆止弁３６は電磁切替弁４２と一体となって第２逆止弁機構３５を形成する。第２逆止弁機構３５は、コントローラ５０の制御により電磁切替弁４２が切り替えられて、強制的に油路２７から油路２６、つまり第１油圧ポンプ１０への油圧の逆流を許容させる逆止解除機能を有する。

[0066] この逆止解除機能がＯＦＦの場合には、逆止弁３１は第１油圧ポンプ１０から油路２６を介して作動機器５１の制御回路と逆止弁３１への油圧の供給を許容すると共に、油路２

７から油路２６、つまり第１油圧ポンプ１０への油圧の逆流を防止する通常の逆止機能が働く。他方、この逆止解除機能がＯＮの場合には、上述のように、逆止弁３１は強制的に開弁されて油路２７から油路２６、つまり第１油圧ポンプ１０への油圧の逆流が許容される。

[0067] 油路２６と油路２４との間に電磁開閉弁４４が配設され、電磁開閉弁４４が開弁することにより、油路２６の油圧を油路２４へドレインさせて油路２６の油圧を開放することができる。油路２６、電磁開閉弁４４、油路２４によりドレイン機構が構成される。

[0068] コントローラ５０は、センサにより例えば給気の吸い込み温度、過給機５の下流側の給気圧力等を検出し、後述するように、この検出した給気圧力、吸い込み温度等に基づいて、第１油圧ポンプ１０、第２油圧ポンプ１１、電磁切替弁４１、４２、電磁開閉弁４４等の作動を電氣的に制御する。なお、コントローラ５０が上述の給気圧力及び吸い込み温度以外のパラメータを用いて第１油圧ポンプ１０、第２油圧ポンプ１１、電磁切替弁４１、４２、電磁開閉弁４４等の作動を制御する場合もある。

[0069] 次に、本内燃機関の過給機余剰動力回収装置の作動について説明する。内燃機関の始動時、コントローラ５０は、図２に示す第１逆止弁機構３０の電磁切替弁４１を作動させて、第１逆止弁機構３０の逆止解除機能をＯＦＦにすると共に、第２逆止弁機構３５の電磁切替弁４２を作動させて、第２逆止

弁機構 35 の逆止解除機能を OFF にする。また、電磁開閉弁 44 を閉弁させている。

[0070] このため、逆止弁 31 は油路 22 から油路 21 への油圧の逆流を禁止し、逆止弁 36 は油路 27 から油路 26 への油圧の逆流を禁止する。そして、コントローラ 50 は、電動機 52 を回転駆動させて、始動に必要な油圧を油圧ポンプ 53 により発生させて、作動機器 51 の制御回路へ供給する。このとき、逆止弁 32 も油路 23 から油路 22 への油圧の逆流を防止する。

[0071] 次に、内燃機関の低負荷時、例えば始動から負荷 35 % までの間は、コントローラ 50 は、第 1 逆止弁機構 30 の電磁切替弁 41 を作動させて、第 1 逆止弁機構 30 の逆止解除機能を OFF にすると共に、第 2 逆止弁機構 35 の電磁切替弁 42 を作動させて、第 2 逆止弁機構 35 の逆止解除機能を ON にする。このため、逆止弁 36 は強制的に開弁されて、油路 27 から油路 26 への油圧の逆流が許容される。

[0072] そして、第 2 油圧ポンプ 11 が発生させた油圧は、油路 21、逆止弁 31、油路 22、逆止弁 32、油路 23 をこの順に介して、作動機器 51 の制御回路へ供給される。これと共に、第 2 油圧ポンプ 11 が発生させた油圧は、油路 21、逆止弁 31、油路 22、油路 27、強制的に開弁された逆止弁 36、油路 26 をこの順に介して、第 1 油圧ポンプ 10 の吐出口 10a に供給されて、第 1 油圧ポンプ 10 の回転を加勢する。

[0073] すなわち、第 2 油圧ポンプ 11 が発生させた油圧により、第 1 油圧ポンプ 10 に連結された過給機 5 の回転を加勢して、過給不足になりがちな低負荷時の過給が適正に行われるようにする。なお、可変容量型の第 1 油圧ポンプ 10 は、その可変機構によって吐出口 10a からの油圧の逆流によっても過給機 5 を正転させることができる。

[0074] コントローラ 50 は、センサが検出した給気の吸い込み温度、過給機 5 の下流側の給気路の給気圧力等を読み込む。また、過給機 5 を加勢するための必要動力は、コントローラ 50 内に機関負荷ごとに設定されている。コントローラ 50 は、この給気圧力、吸い込み温度等に基づいて、可変容量型の第

1 油圧ポンプ 10 の容量を適切に変化させて、過給機 5 を加勢する動力を制御する。

[0075] 次に、内燃機関の中負荷時、例えば負荷 35～50%の間は、コントローラ 50 は、図 3 に示す第 1 逆止弁機構 30 の電磁切替弁 41 を作動させて第 1 逆止弁機構 30 の逆止解除機能を OFF にすると共に、電磁開閉弁 44 を開弁させる。

[0076] 電磁開閉弁 44 を開弁されると、第 1 油圧ポンプが発生させた油圧は、油路 26 から電磁開閉弁 44 を介して油路 24 へドレインされて開放されるから圧力が低く、逆止弁 36 を通って圧力の高い油路 27 へ流れることはない。この場合、過給機 5 により回転駆動される第 1 油圧ポンプ 10 はいわば無負荷運転となるが、システムの冷却ために一定圧の油圧が吐出される。

[0077] 他方、第 2 油圧ポンプ 11 が発生させた油圧は、油路 21、逆止弁 31、油路 22、逆止弁 32、油路 23 を介して作動機器 51 の制御回路へ供給される。第 2 油圧ポンプ 11 が発生させる油圧は比較的高いが、コントローラ 50 が、図 3 に示す第 1 逆止弁機構 30 の電磁切替弁 41 を作動させて第 1 逆止弁機構 30 の逆止解除機能を OFF にしているから、逆止弁 36 の通常の逆止機能により、油路 27 の油圧が逆止弁 36 を通って油路 26 へ流れることはない。

[0078] このように、内燃機関の中負荷時、例えば負荷 35～50%の間は、第 1 油圧ポンプ 10 は無負荷運転となると共に、作動機器 51 へは第 2 油圧ポンプ 11 によってのみ油圧が供給される。なお、過給機 5 側の第 1 油圧ポンプ 10 とエンジン 1 側の第 2 油圧ポンプ 11 との間の油圧の連動を切断する必要がある場合、例えば危急停止時等にも、上述と同様の作動が行われる。

[0079] 次に、内燃機関の高負荷時、例えば負荷 50%以上の場合には、コントローラ 50 は、図 4 に示す第 1 逆止弁機構 30 の電磁切替弁 41 を作動させて、第 1 逆止弁機構 30 の逆止解除機能を ON にする共に、第 2 逆止弁機構 35 の電磁切替弁 42 を作動させて、第 2 逆止弁機構 35 の逆止解除機能を OFF にする。また、電磁開閉弁 44 を閉弁させる。

- [0080] このため、第1逆止弁機構30の逆止弁31は強制的に開弁されて、油路22から油路21、つまり第2油圧ポンプ11への油圧の逆流が許容される。また、第2逆止弁機構35の逆止弁36も、通常の逆止機能より油路26から油路27への油圧の流れを許容する。
- [0081] このため、第1油圧ポンプ10が発生させた油圧は、油路26、逆止弁36、油路27、逆止弁32、油路23をこの順に介して、作動機器51の制御回路へ供給される。例えば負荷50%以上の場合には、作動機器51が必要とする油圧のすべてを第1油圧ポンプ10から供給することができる。
- [0082] また、エンジン1の高負荷時には、第1油圧ポンプ10は作動機器51に必要な油圧の、例えば2倍程度の油圧を発生させることが可能である。このため、第1油圧ポンプ10が発生させた油圧は、油路26、逆止弁36、油路27、油路22、逆止弁31、油路21をこの順に介して、第2油圧ポンプ11の吐出口11aにも供給されて、第2油圧ポンプ11の回転を加勢する。
- [0083] すなわち、第1油圧ポンプ10が発生させた油圧により、第2油圧ポンプ11が連結されたエンジン1の回転が加勢される。コントローラ50は、予め設定されている過給機5から回収可能最大動力に基づいて、第1油圧ポンプ10の容量を適宜に変化させることにより、過給機5から回収する油圧動力を調整する。
- [0084] 図5に示すように、第2油圧ポンプ11をエンジンではなく、エンジンと同様に回転動力を発生させる電動機（動力源）54に連結してもよい。この電動機54としては、例えば誘導電動機が使用される。誘導電動機の回転数は電力系統の周波数により決定され、常に一定回転で回転する。このため、上述の油圧機構20等による電動機54の回転数制御は特に必要としない。
- [0085] そして、エンジンの高負荷時には第1油圧ポンプ10から供給される上述の余剰の油圧により、電動機54が発電機として作動することにより電力を発生させ、この電力が電力系統に供給される。船舶等において必要な電力は、通常エンジンにより回転駆動される発電機により発電されるから、結果的

に、エンジンの燃費向上を図ることができる。その他、エンジンの低負荷時、中負荷時、高負荷時における内燃機関の過給機余剰動力回収装置の作動は、上述のエンジン 1 の場合と同様であるから、説明を省略する。

[0086] 図 6 に示すように、エンジンの排ガス路 4 に過給機 5 と並列に流量調整弁 5 6 を介してパワータービン 5 5 を配設し、このパワータービン 5 5 に第 1 油圧ポンプ 1 0 を連結してもよい。この場合のエンジンの中負荷時及び高負荷時における内燃機関の過給機余剰動力回収装置の作動は、上述のエンジン 1 の場合と同様である。ただし、構造上、エンジンの低負荷時に、第 2 油圧ポンプ 1 1 で発生させた油圧により第 1 油圧ポンプ 1 0 を介して過給機 5 の回転を直接加勢することはできない。その他は上述の過給機 5 による場合と同様であるから、説明を省略する。

[0087] また、上述の第 1 油圧ポンプは必ずしも可変容量型である必要はなく、固定容量型であってもよい。固定容量型とすれば、大幅な省スペース化が図れる。ただし、第 1 油圧ポンプを固定容量型とした場合には、吐出口からの油圧の逆流によってポンプを正転させることはできないから、上述の油圧機構 2 0 のままでは低負荷時に過給機 5 の加勢を行うことはできない。

[0088] したがって、エンジン 1 の低負荷時、中負荷時、高負荷時において上述の内燃機関の過給機余剰動力回収装置と同様の作動を行わせるためには、油圧の逆流時にも通常の油圧取入口からのポンプへの流入が可能なように、油圧機構 2 0 の構成等を一部変更する必要がある。その他は上述の可変容量型の第 2 油圧ポンプ 1 0 による場合と同様であるから、説明を省略する。

[0089] 以上のように、本内燃機関の過給機余剰動力回収装置は、過給機 5 又はパワータービン 5 5 に連結されて、この過給機 5 又はパワータービン 5 5 により回転駆動されて油圧を発生させる第 1 油圧ポンプ 1 0 がエンジン 1 の作動機器 5 1 へ、動力源であるエンジン 1 又は電動機 5 2 を介さずに直接油圧を供給することができる。

[0090] また、従来の、この動力源により回転駆動されて油圧機構を介して作動機器に油圧を供給する第 2 油圧ポンプは、内燃機関の高負荷時等には、作動機

器に作動に必要な油圧を多量に供給しなければならない。このため、第2油圧ポンプの必要容量あるいは台数は、この最大吐出量に応じて決定される。しかしながら、本内燃機関の過給機余剰動力回収装置においては、特に最大吐出量が要求される高負荷時には、排気エネルギーにより過給機5を回転駆動してもなお余剰があるため、第1油圧ポンプ10が第2油路を介して作動機器51に油圧を直接供給する。

[0091] このため、第2油圧ポンプ11の必要容量あるいは台数を第1油圧ポンプ10からの油圧の供給分だけ減少させることができ、コスト削減を図ることができる。また、吐出量に応じて増大する動力損失も、第2油圧ポンプ11の必要容量あるいは台数の減少に伴って、これを減少させることができる。

[0092] ここで最も注目すべきことは、従来の内燃機関の過給機余剰動力回収装置において必要であったエンジンのクランク軸に連結される過給機余剰動力回収装置の油圧ポンプを排除することができ、この油圧ポンプにより発生していた動力損失をすべて排除することができる。また、従来の第1油圧ポンプがエンジンのクランク軸に連結された油圧ポンプを加勢するために必要であった油圧機構を、すべて排除することができることである。

[0093] したがって、従来の内燃機関の過給機余剰動力回収装置の油圧機構を構成していた油圧ポンプ、バルブ類、安全装置、配管などを重複装備する必要がなくなり、大幅なコスト削減を図ることができる。また、多数の補機類が錯綜して配設される内燃機関周りにおいて、過給機の余剰動力回収装置と機関作動装置の油圧機構の重複配置が必要なくなり、設計の容易化を図ることができる。

[0094] また、上述のように、エンジン1の高負荷時には、第1油圧ポンプ10は作動機器に必要な油圧の、例えば約2倍の油圧を発生させることが可能である。本内燃機関の過給機余剰動力回収装置においては、コントローラ50が、高負荷時に第1油圧ポンプ10が発生させた油圧の一部を作動機器51へ供給すると共に、第1油圧ポンプ10が発生させた油圧の残部を第2油圧ポンプ11へ供給するようにしたから、高負荷時のエンジン1の余剰排気エネ

ルギを油圧ポンプによる動力損失なしに作動機器 5 1 に必要な油圧として有効利用することができると共に、第 1 油圧ポンプ 1 0 が発生させた油圧により第 2 油圧ポンプ 1 1 が連結されている動力源の回転を加勢することができる。

[0095] このため、例えば動力源がエンジン 1 の場合には直接燃費向上が図られ、また、動力源が電動機 5 2 の場合にはこれを発電機として作動させて発電を行なわせることにより、結果的に、内燃機関全体の燃費向上を図ることができる。

[0096] なお、上述の内燃機関の過給機余剰動力回収装置は一例にすぎず、本発明の趣旨に基づいて種々の変形が可能であり、それらを本発明の範囲から排除するものではない。また、上述の内燃機関の過給機余剰動力回収装置においては、負荷 3 5 % までを低負荷とし、負荷 3 5 ~ 5 0 % を中負荷とし、また負荷 5 0 % 以上を高負荷としたが、あくまでも一例であって内燃機関の種類や利用形態等により異なるものであり、これらに限定されるものではない。

産業上の利用可能性

[0097] 本発明の内燃機関の過給機余剰動力回収装置は、機関を作動させるための作動機器が油圧を介して電子制御され、かつ過給機を有する内燃機関であれば、必ずしも上述の船舶に搭載される推進用の低速ディーゼルエンジンに限定して利用されるものではなく、あらゆる種類の内燃機関に、そしてあらゆる形式の内燃機関に広く利用することができる。

符号の説明

[0098] 1 エンジン（動力源、内燃機関）

2 クランク軸

3 変速機

4 排ガス路

5 過給機

6 圧縮機

7 タービン

- 8 回転軸
- 9 変速機
- 10 第1油圧ポンプ
- 10a, 10b, 11a, 11b 吐出口
- 11 第2油圧ポンプ
- 20 油圧機構
- 21, 22, 23, 24, 26, 27 油路
- 30 第1逆止弁機構
- 31, 32, 36 逆止弁
- 35 第2逆止弁機構
- 41, 42 電磁切替弁
- 44 電磁開閉弁
- 45 アクкумуляレータ
- 50 コントローラ
- 51 作動機器
- 52 電動機
- 53 油圧ポンプ
- 54 電動機（動力源）
- 55 パワータービン
- 56 流量調整弁
- 100 内燃機関
- 101 過給機余剰動力回収装置
- 102 機関作動装置
- 103 油圧ポンプ

請求の範囲

[請求項1] 機関を作動させるための作動機器（５１）が油圧を介して電子制御される内燃機関（１）と、前記内燃機関の排ガス路に配設されて前記内燃機関の排気ガスにより回転駆動されて前記内燃機関に過給された給気を供給する過給機（５）と、前記過給機に連結されて前記過給機により回転駆動されて油圧を発生させる第１油圧ポンプ（１０）と、前記内燃機関の前記作動機器に油圧を供給して前記作動機器を作動させて前記内燃機関を作動させる油圧機構（２０）と、回転動力を発生させる動力源（１，５４）に連結されて前記動力源により回転駆動されて前記油圧機構を介して前記作動機器に油圧を供給する第２油圧ポンプ（１１）と、前記第１油圧ポンプと前記第２油圧ポンプと前記油圧機構の作動を制御するコントローラ（５０）と、前記油圧機構に配設されて前記第２油圧ポンプから前記作動機器へ油圧を供給する第１油路（２１，２２，２３）とを備えた内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、前記油圧機構に配設されて前記第１油圧ポンプから前記作動機器へ油圧を供給する第２油路（２６，２７，２２，２３）を備えたことを特徴とする内燃機関の過給機余剰動力回収装置。

[請求項2] 機関を作動させるための作動機器が油圧を介して電子制御される内燃機関と、前記内燃機関の排ガス路（４）に配設されて前記内燃機関の排気ガスにより回転駆動されて前記内燃機関に過給された給気を供給する過給機（５）と、前記排ガス路に前記過給機と並列に配設されて前記内燃機関の前記排気ガスにより回転駆動されるタービン（５５）と、前記タービンに連結されて前記タービンにより回転駆動されて油圧を発生させる第１油圧ポンプ（１０）と、前記内燃機関の前記作動機器に油圧を供給して前記作動機器を作動させて前記内燃機関を作動させる油圧機構（２０）と、回転動力を発生させる動力源に連結されて前記動力源により回転駆動されて前記油圧機構を介して前記作動機器に油圧を供給する第２油圧ポンプと、前記第１油圧ポンプと前記

第2油圧ポンプと前記油圧機構の作動を制御するコントローラと、前記油圧機構に配設されて前記第2油圧ポンプから前記作動機器へ油圧を供給する第1油路とを備えた内燃機関の過給機余剰動力回収装置において、前記油圧機構に配設されて前記第1油圧ポンプから前記作動機器へ油圧を供給する第2油路を備えたことを特徴とする内燃機関の過給機余剰動力回収装置。

[請求項3] 前記コントローラ（50）は、前記内燃機関（1）の高負荷時に前記第1油圧ポンプ（10）が発生させた油圧を前記第2油路（26, 27, 22, 23）を介して前記作動機器（51）へ供給することを特徴とする請求項1又2に記載の内燃機関の過給機余剰動力回収装置。

[請求項4] 前記油圧機構（20）に配設されて前記第1油圧ポンプ（10）から前記第2油圧ポンプ（11）へ油圧を供給する第3油路（26, 27, 22, 21）をさらに備えたことを特徴とする請求項1ないし3のいずれかに記載の内燃機関の過給機余剰動力回収装置。

[請求項5] 前記コントローラ（50）は、前記内燃機関（1）の高負荷時に前記第1油圧ポンプ（10）が発生させた油圧の一部を前記第2油路（26, 27, 22, 23）を介して前記作動機器（51）へ供給すると共に前記第1油圧ポンプが発生させた油圧の残部を前記第3油路（26, 27, 22, 21）を介して前記第2油圧ポンプ（11）へ供給することを特徴とする請求項4に記載の内燃機関の過給機余剰動力回収装置。

[請求項6] 前記第2油圧ポンプ（11）は、可変容量型の油圧ポンプからなり、前記油圧機構（20）は、前記第2油圧ポンプから前記作動機器（51）への油圧の供給を許容すると共に前記第1油路（21, 22, 23）の下流側から前記第2油圧ポンプへの油圧の逆流を防止する逆止機能と、前記コントローラ（50）の制御により強制的に前記第1油路の下流側から前記第2油圧ポンプへの油圧の逆流を許容させる逆

止解除機能とを有する第1逆止

弁機構（30）を前記第1油路に備え、前記第2油路（26, 27, 22, 23）は、前記作動機器側が前記第1油路の前記第1逆止弁機構の下流側に接続されて形成され、前記第3油路（26, 27, 22, 21）は、前記第2油圧ポンプ側が前記第1油路の前記第1逆止弁機構の下流側に接続されて形成されることを特徴とする請求項4又は5に記載の内燃機関の過給機余剰動力回収装置。

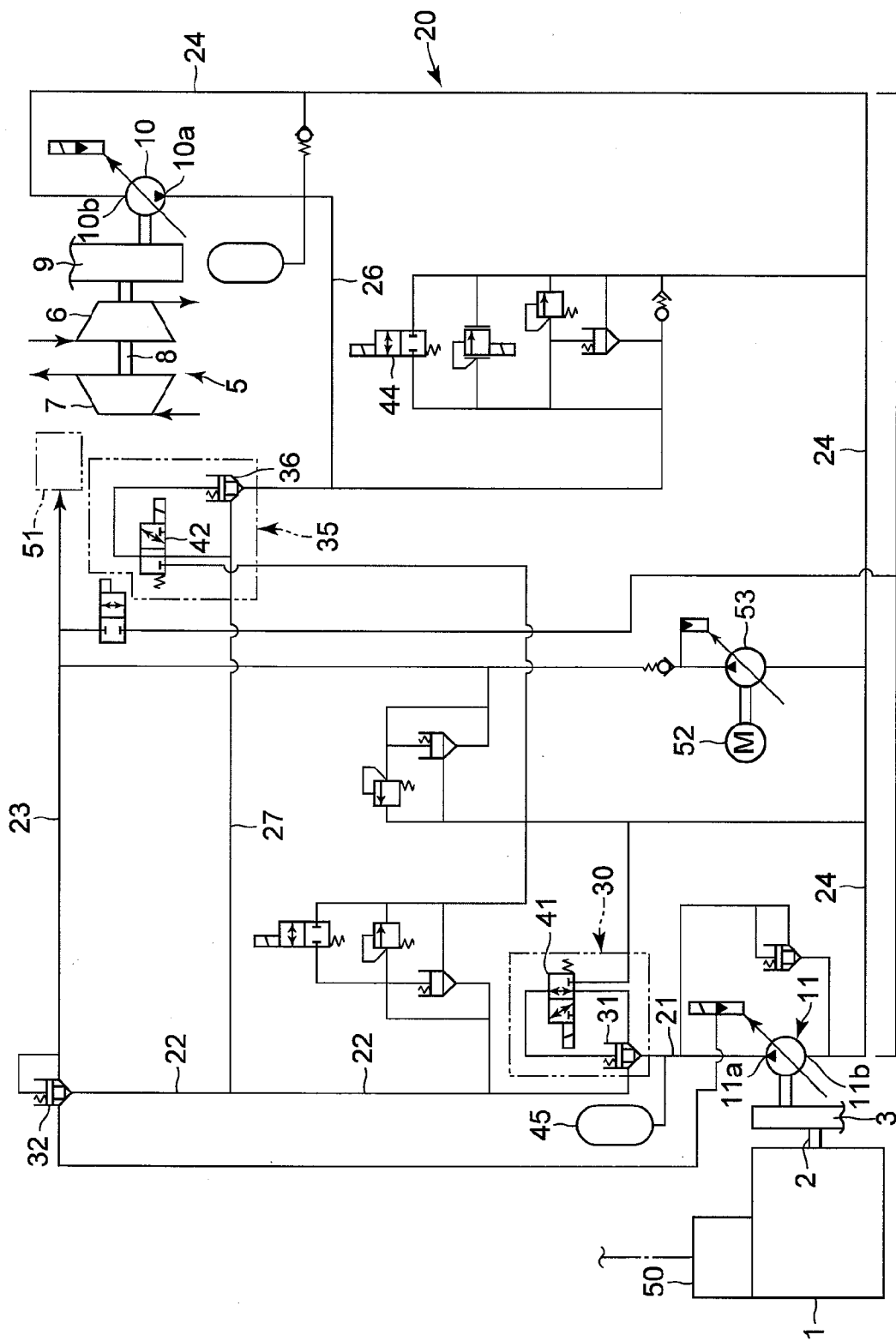
[請求項7] 前記油圧機構（20）に配設されて前記第2油圧ポンプ（11）から前記第1油圧ポンプ（10）へ油圧を供給する第4油路（21, 22, 27, 26）とをさらに備えたことを特徴とする請求項1に記載の内燃機関の過給機余剰動力回収装置。

[請求項8] 前記コントローラ（50）は、前記内燃機関（1）の低負荷時に前記第2油圧ポンプ（11）が発生させた油圧を前記第4油路（21, 22, 27, 26）を介して前記第1油圧ポンプ（10）へ供給して前記第1油圧ポンプの回転を加勢して前記過給機（5）の過給能力を高めることを特徴とする請求項7に記載の内燃機関の過給機余剰動力回収装置。

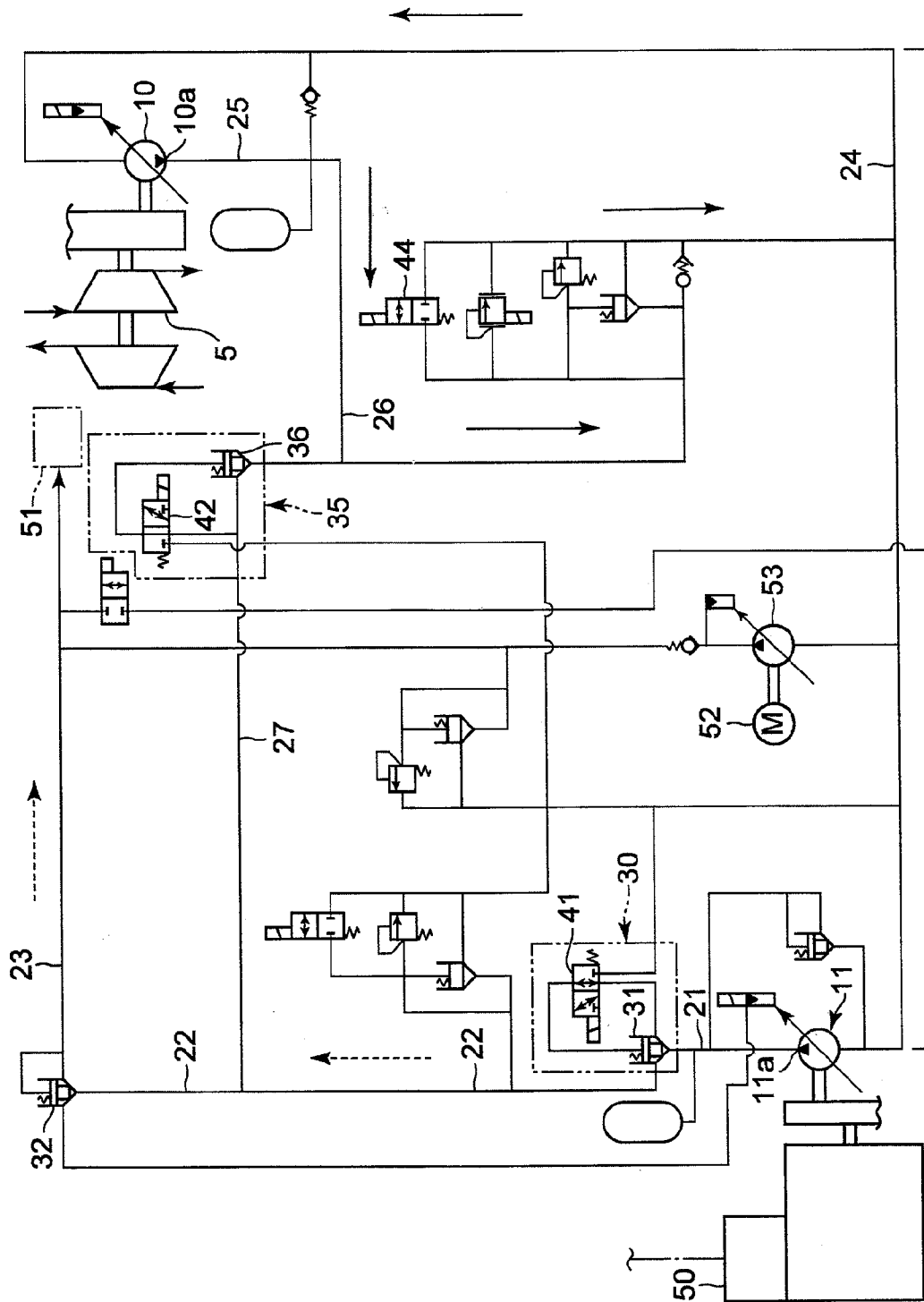
[請求項9] 前記油圧機構（20）に配設されて前記第1油圧ポンプ（10）から前記第2油圧ポンプ（11）へ油圧を供給する第3油路（26, 27, 22, 21）をさらに備え、前記第1油圧ポンプは、可変容量型の油圧ポンプからなり、前記油圧機構は、前記第1油圧ポンプから前記第2油圧ポンプへの油圧の供給を許容すると共に前記第2油圧ポンプから前記第1油圧ポンプへの油圧の逆流を防止する逆止機能と、前記コントローラ（50）の制御により強制的に前記第2油圧ポンプから前記第1油圧ポンプへの油圧の逆流を許容する逆止解除機能とを有する第2逆止弁機構（35）を前記第3油路に備え、前記第4油路（21, 22, 27, 26）は、前記第3油路からなることを特徴とする請求項7又は8に記載の内燃機関の過給機余剰動力回収装置。

[請求項10] 前記油圧機構（20）は、前記コントローラ（50）の制御により前記第1油圧ポンプ（10）が発生させた油圧をドレインさせて前記第1油圧ポンプへ戻すドレイン機構（26, 44, 24）を備えたことを特徴とする請求項1ないし9のいずれかに記載の内燃機関の過給機余剰動力回収装置。

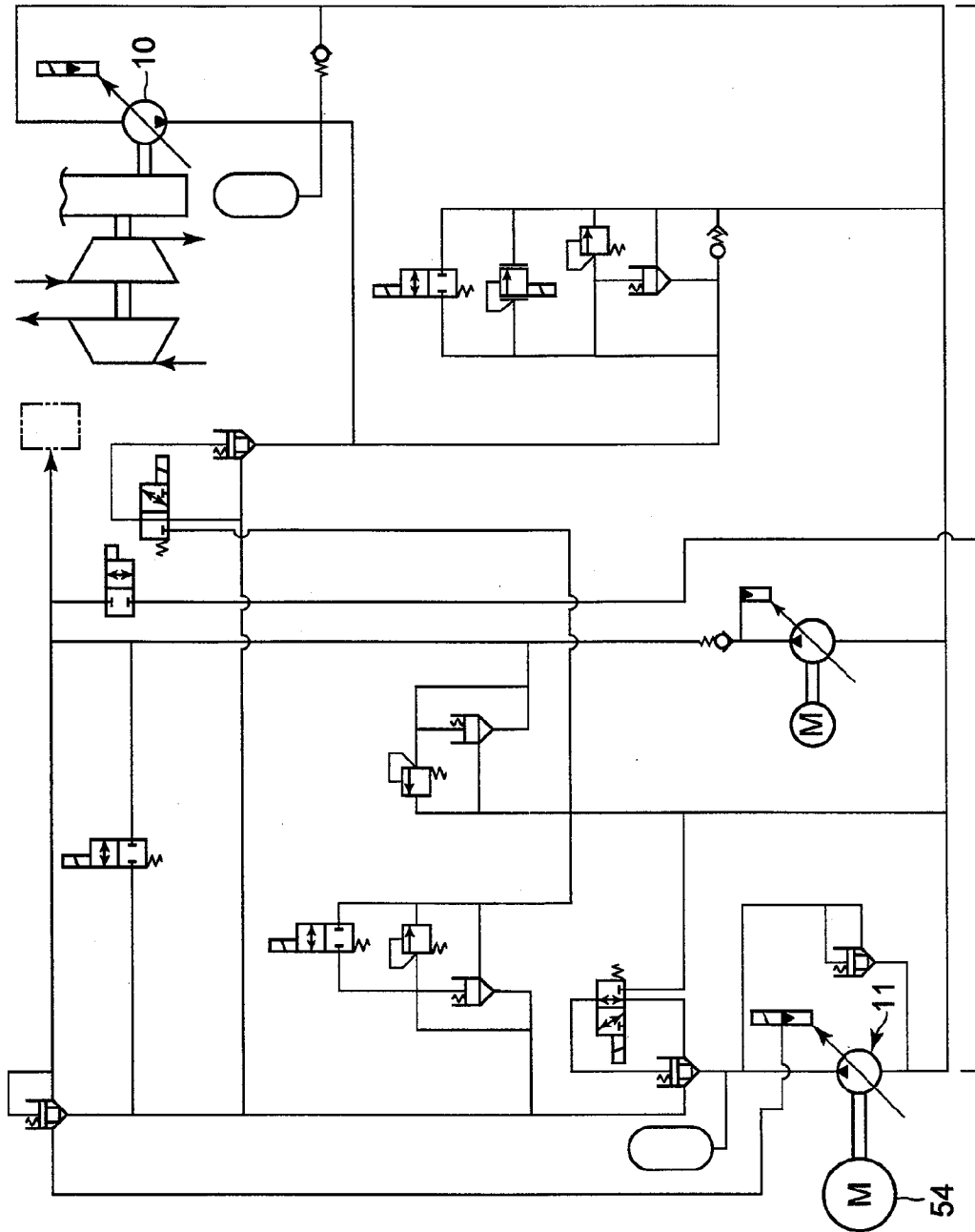
[図1]



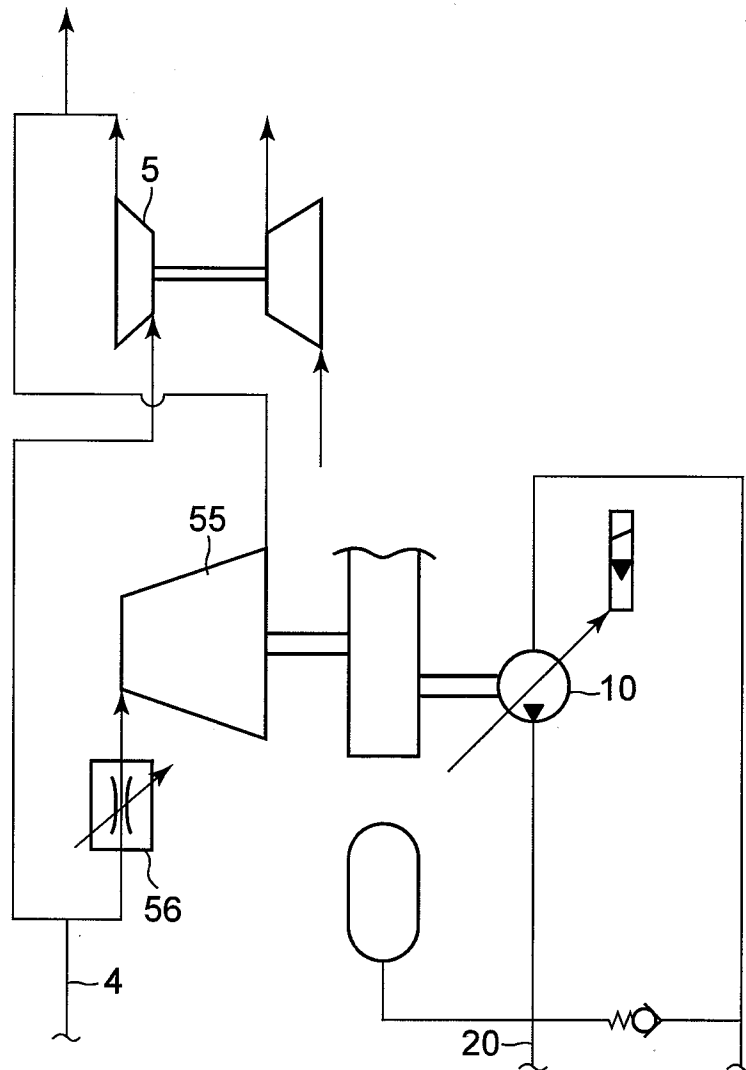
[図3]



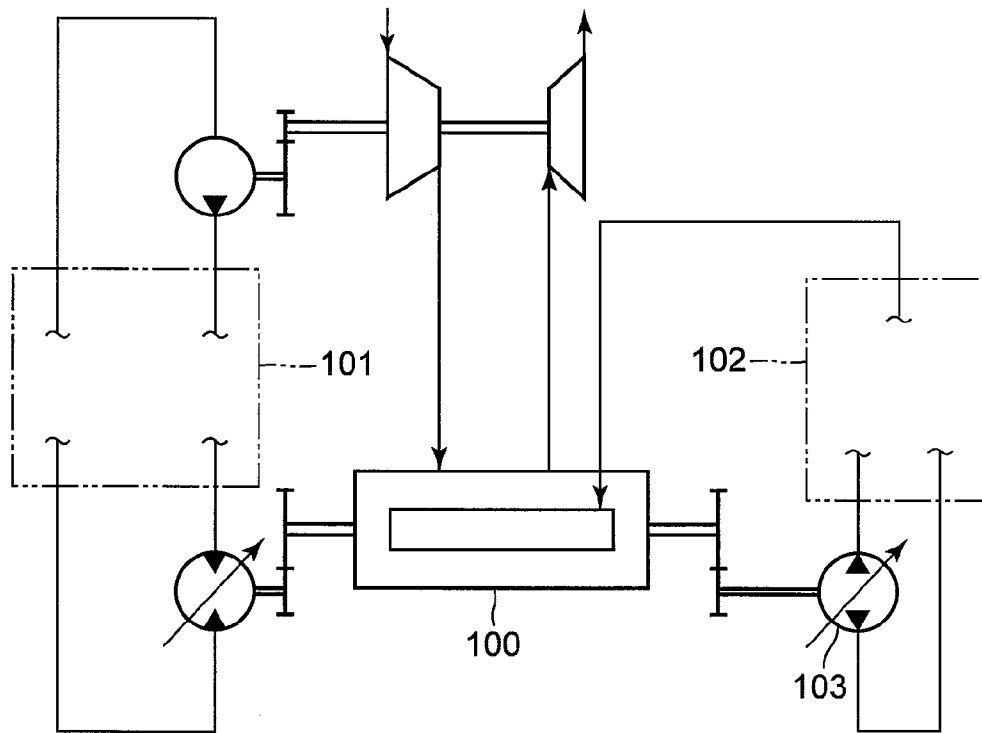
[図5]



[図6]



[図7]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/063013

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02B37/00(2006.01)i, F02B41/10(2006.01)i, F02D23/00(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)

F02B37/00, F02B41/10, F02D23/00

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	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

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.
X Y	JP 2007-198383 A (MAN Diesel A/S), 09 August 2007 (09.08.2007), paragraphs [0003], [0007], [0019] to [0034]; fig. 1, 2, 6, 7 & DE 102006004092 B3 & KR 10-2007-0078707 A & CN 101008364 A & KR 10-2009-0028747 A	1-9 10
Y	US 2013/0174541 A1 (MEINHEIT Hinrich et al.), 11 July 2013 (11.07.2013), paragraphs [0013] to [0031]; fig. 1 & WO 2012/004027 A1 & DE 102010031033 A1 & CN 103038086 A & KR 10-2013-0105593 A	10

☒ 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
13 July 2016 (13.07.16)

Date of mailing of the international search report
26 July 2016 (26.07.16)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/063013

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2011-214458 A (Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd.), 27 October 2011 (27.10.2011), entire text; all drawings (Family: none)	1-10

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F02B37/00(2006.01)i, F02B41/10(2006.01)i, F02D23/00(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. F02B37/00, F02B41/10, F02D23/00

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	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016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
X Y	JP 2007-198383 A（エムエーエヌ・ディーゼル・エーエス） 2007.08.09, 段落[0003], [0007], [0019]-[0034], 図1, 2, 6, 7 & DE 102006004092 B3 & KR 10-2007-0078707 A & CN 101008364 A & KR 10-2009-0028747 A	1-9 10
Y	US 2013/0174541 A1（MEINHEIT Hinrich et al.）2013.07.11, 段落[0013]-[0031], 図1 & WO 2012/004027 A1 & DE 102010031033 A1 & CN 103038086 A & KR 10-2013-0105593 A	10

☑ 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

13.07.2016

国際調査報告の発送日

26.07.2016

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

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）

齊藤 公志郎

3S

3321

電話番号 03-3581-1101 内線 3391

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
A	JP 2011-214458 A (三井造船株式会社) 2011.10.27, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-10