

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5367591号
(P5367591)

(45) 発行日 平成25年12月11日(2013.12.11)

(24) 登録日 平成25年9月20日(2013.9.20)

(51) Int.Cl.		F I			
FO2G	5/00	(2006.01)	FO2G	5/00	B
FO1P	3/20	(2006.01)	FO1P	3/20	G

請求項の数 5 (全 11 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2010-465 (P2010-465)</p> <p>(22) 出願日 平成22年1月5日(2010.1.5)</p> <p>(65) 公開番号 特開2011-140879 (P2011-140879A)</p> <p>(43) 公開日 平成23年7月21日(2011.7.21)</p> <p>審査請求日 平成24年10月23日(2012.10.23)</p>	<p>(73) 特許権者 000006781 ヤンマー株式会社 大阪府大阪市北区鶴野町1番9号</p> <p>(74) 代理人 100100158 弁理士 鮫島 睦</p> <p>(74) 代理人 100062144 弁理士 青山 稜</p> <p>(74) 代理人 100118625 弁理士 大島 康</p> <p>(72) 発明者 ▲濱▼地 康之 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤン マー株式会社内</p> <p>審査官 岡本 健太郎</p> <p style="text-align: right;">最終頁に続く</p>
---	---

(54) 【発明の名称】 過給機関の廃熱回収システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

給気ラインに沿って、外気から圧縮空気を生成する過給機、前記圧縮空気を冷却する空気冷却器、及び内燃機関の給気口が順に配置されている、過給機関の廃熱回収システムにおいて、

機関冷却水ラインに沿って、沸騰冷却によって機関冷却水から水蒸気を発生させる内燃機関の沸騰冷却装置、前記水蒸気を膨張させることによって動力を出力する容積型膨張機、及び前記水蒸気を液化させる凝縮器が順に配置されており、

前記空気冷却器を通過する前の前記圧縮空気と、前記容積型膨張機内の前記水蒸気との間で熱交換を行うことによって、前記容積型膨張機内の前記水蒸気を加熱する水蒸気加熱器を備えている、

ことを特徴とする過給機関の廃熱回収システム。

【請求項2】

前記水蒸気加熱器が、前記容積型膨張機内に設けられ且つ前記圧縮空気を通過させる加熱室を備えている、

請求項1に記載の過給機関の廃熱回収システム。

【請求項3】

液状媒体が、前記圧縮空気と前記水蒸気との間の熱交換を行うための媒体であり、

前記水蒸気加熱器が、前記容積型膨張機内に設けられ且つ前記液状媒体を通過させる加熱室と、前記圧縮空気と前記液状媒体との間の熱交換を行うための液状媒体加熱器と、を

備えている、

請求項 1 に記載の過給機関の廃熱回収システム。

【請求項 4】

前記凝縮器及び前記空気冷却器において熱交換のために用いられる 2 次冷却水を循環させる 2 次冷却水ラインが設けられており、

前記 2 次冷却水ラインにおいて、前記凝縮器が、前記空気冷却器の上流側に配置されている、

請求項 1 ~ 3 のいずれか 1 つに記載の過給機関の廃熱回収システム。

【請求項 5】

前記加熱室を通過し且つ前記空気冷却器を通過する前の前記圧縮空気と、前記凝縮器を通過した前記機関冷却水との間で熱交換を行うことによって、前記圧縮空気を冷却し且つ前記機関冷却水を加熱する復水予熱器を備えている、

請求項 1 ~ 4 のいずれか 1 つに記載の過給機関の廃熱回収システム。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、過給機関の廃熱回収システムに関する。

【背景技術】

【0002】

排気ガスに逃れた廃熱から動力を取り出す廃熱回収システムの一例が、特許文献 1 に開示されている。特許文献 1 の動力回収装置は、ランキンサイクルを実施するための蒸気発生器 (3)、膨張機 (5、6)、及び凝縮器 (7) を備えている。蒸気発生器 (3) は、内燃機関 (1) から排出される排気ガスの熱を利用することによって、水蒸気を発生させる。膨張機 (5、6) には発電機 (9) が接続されており、膨張機 (5、6) の駆動により発電される。つまり、特許文献 1 の動力回収装置は、コンバインドサイクル発電を行っている。また、この動力回収装置は、2 つの膨張機 (5、6) を順に通過する潤滑油路 (31、32、33、34) を備えている。このため、高圧段膨張機 (5) の熱損失及び機関損失の一部が、膨張機潤滑油の熱交換により、低圧段膨張機 (6) の出力として回収される。つまり、廃熱が、膨張機 (5、6) の双方において、動力として回収される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開 2008 - 175123 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

無過給機関では、約 1 / 3 の燃料エネルギーが機関冷却水 (ジャケット水) に逃れており、約 1 / 3 の燃料エネルギーが排気ガスに逃れている。機関冷却水に逃れた熱量を回収する動力回収装置、及び排気ガスに逃れた熱量を回収する動力回収装置 (例えば特許文献 1) は、公知である。

【0005】

図 6 は、一般的な過給機関 902 の冷却系統 901 を示している。冷却系統 901 は、内燃機関 903、タービン 905、コンプレッサー 906、機関冷却水ポンプ 907、機関冷却水冷却器 908、2 次冷却水ポンプ 909、空気冷却器 910、及び負荷 911 を備えている。過給機関 902 では、内燃機関 903 の排気ガスによりタービン 905 が駆動され、タービン 905 によりコンプレッサー 906 が駆動される。コンプレッサー 906 によって、内燃機関 903 への給気ガスが圧縮される。空気冷却器 910 により圧縮熱によって加熱された給気ガスを冷却できるので、圧縮熱により給気ガスが膨張することを防止できる。圧縮空気が膨張することなく内燃機関 903 に供給されるので、内燃機関 903 の出力が向上する。また、圧縮空気を生成する動力が排気ガスによって得られるので

10

20

30

40

50

、排気ガスに逃れた燃料エネルギーの一部が、圧縮熱の形で給気ガスに移動し、空気冷却器 910 で回収される。

【0006】

過給機 902 では、空気冷却器 910 に逃れる熱量が新たに発生する。500 kW レベルの過給機では、約 1/6 の燃料エネルギーが水ジャケット 932 から機関冷却水に逃れており、約 1/6 の燃料エネルギーが、空気冷却器 910 から機関冷却水に逃れている。空気冷却器 910 において、圧縮空気は冷却され、機関冷却水は加熱される。水ジャケット 932 から機関冷却水に逃れる熱量は半減しているが、空気冷却器 910 から機関冷却水に逃れる熱量が新たに発生している。

【0007】

空気冷却器 910 に逃れる燃料エネルギーを回収するには、空気冷却器 910 の出口を通過する機関冷却水から熱量を回収する必要がある。ところが、空気冷却器 910 の出口における機関冷却水の温度は、給気ガスの温度を最適にするために低くされており、例えば 55 程度である。空気冷却器 910 から機関冷却水に逃れた廃熱をランキンサイクルによって回収するには、温度が低すぎる。

【0008】

そこで、本発明は、過給機からの廃熱を効率的に回収できる廃熱回収システムを提供する。

【課題を解決するための手段】

【0009】

本発明は、給気ラインに沿って、外気から圧縮空気を生成する過給機、前記圧縮空気を冷却する空気冷却器、及び内燃機関の給気口が順に配置されている、過給機の廃熱回収システムにおいて、機関冷却水ラインに沿って、沸騰冷却によって機関冷却水から水蒸気を発生させる内燃機関の沸騰冷却装置、前記水蒸気を膨張させることによって動力を出力する容積型膨張機、及び前記水蒸気を液化させる凝縮器が順に配置されており、前記空気冷却器を通過する前の前記圧縮空気と、前記容積型膨張機内の前記水蒸気との間で熱交換を行うことによって、前記容積型膨張機内の前記水蒸気を加熱する水蒸気加熱器を備えている、過給機の廃熱回収システムを提供する。

【0010】

このため、圧縮空気が冷却されると共に、膨張機を作動させている機関冷却水の水蒸気が加熱される。この結果、膨張機の出力が向上し且つ内燃機関内に吸入される空気量が増大する。したがって、廃熱回収システムは、排気ガス及び機関冷却水に逃れた廃熱を効率的に回収できる。

【0011】

本発明は、好ましくは、次の構成 (a) ~ (d) を採用できる。

【0012】

(a) 前記水蒸気加熱器が、前記容積型膨張機内に設けられ且つ前記圧縮空気を通過させる加熱室を備えている。

【0013】

このため、廃熱回収システムは、簡素な構成により、圧縮空気と水蒸気との間の熱交換を行うことができる。

【0014】

(b) 液状媒体が、前記圧縮空気と前記水蒸気との間の熱交換を行うための媒体であり、前記水蒸気加熱器が、前記容積型膨張機内に設けられ且つ前記液状媒体を通過させる加熱室と、前記圧縮空気と前記液状媒体との間の熱交換を行うための液状媒体加熱器と、を備えている。

【0015】

このため、膨張機内に加熱室を大きく形成できない場合であっても、廃熱回収システムは、膨張室内の水蒸気の加熱を良好に行うことができる。

【0016】

10

20

30

40

50

(c) 前記凝縮器及び前記空気冷却器において熱交換のために用いられる2次冷却水を循環させる2次冷却水ラインが設けられており、前記2次冷却水ラインにおいて、前記凝縮器が、前記空気冷却器の上流側に配置されている。

【0017】

このため、比較的小さな空気冷却器により、圧縮空気を冷却できる。つまり、廃熱回収システムは、空気冷却器のコストを削減できる。

【0018】

(d) 廃熱回収システムが、前記加熱室を通過し且つ前記空気冷却器を通過する前の前記圧縮空気と、前記凝縮器を通過した前記機関冷却水との間で熱交換を行うことによって、前記圧縮空気を冷却し且つ前記機関冷却水を加熱する復水予熱器を備えている。

10

【0019】

このため、内燃機関から圧縮空気に逃れた熱量の一部が、機関冷却水に移動する。したがって、内燃機関から機関冷却水に逃れる熱量が変化しなくても、機関冷却水からの蒸発量が増大し、膨張機の出力が増大する。

【図面の簡単な説明】

【0020】

【図1】過給機関の廃熱回収システムを示す全体図である(第1実施形態)。

【図2】スクロール型膨張機の側面断面図である。

【図3】固定スクロール及びカバーの正面図である。

【図4】過給機関の廃熱回収システムを示す全体図である(第2実施形態)。

20

【図5】過給機関の廃熱回収システムを示す全体図である(第3実施形態)。

【図6】過給機関の冷却システムを示す全体図である(従来)。

【発明を実施するための形態】

【0021】

(第1実施形態)

図1は、第1実施形態における過給機関2の廃熱回収システム1を示す全体図である。廃熱回収システム1は、過給機関2に適用されている。過給機関2は、内燃機関3及び過給機4からなっている。過給機4は、タービン5及びコンプレッサー6からなっている。廃熱回収システム1は、内燃機関3、タービン5、コンプレッサー6、機関冷却水ポンプ7、機関冷却水冷却器8、2次冷却水ポンプ9、空気冷却器10、機関冷却水ラインL1、2次冷却水ラインL2、排気ラインL3、及び給気ラインL4を備えている。機関冷却水ラインL1、2次冷却水ラインL2、排気ラインL3、及び給気ラインL4は、それぞれ、一点鎖線、二点鎖線、実線、及び破線によって図示されている。符号11は、内燃機関3に掛かる負荷である。膨張機20には、発電機12が接続されている。

30

【0022】

機関冷却水ラインL1上に、内燃機関3の沸騰冷却装置31、膨張機20、凝縮器8、機関冷却水ポンプ7、及び内燃機関3の水ジャケット32が、順に配置されている。2次冷却水ラインL2上に、機関冷却水冷却器8、2次冷却水ポンプ9、及び空気冷却器10が配置されている。排気ラインL3上に、内燃機関3の排気口3b及びタービン5が配置されている。給気ラインL4上に、コンプレッサー6、膨張機20、復水予熱器13、及び空気冷却器10、及び内燃機関3の給気口3aが配置されている。

40

【0023】

廃熱回収システム1は、次のように作動する。まず、内燃機関3、機関冷却水ポンプ7、及び2次冷却水ポンプ9が起動される。

【0024】

機関冷却水は、機関冷却水ラインL1に沿って循環する。機関冷却水は沸騰冷却装置31を通過することによって蒸発し、水蒸気が生成される。内燃機関3の出口側において、水蒸気(機関冷却水)の温度は、約80~120である。水蒸気は、膨張機20内に設けられた膨張室R1において、圧力及び熱量を失う。膨張室R1の出口側における水蒸気の温度は、約50である。その代わりに、膨張機20が駆動される。膨張機20の出力

50

により、発電機 12 において電力が生成される。この結果、機関冷却水に逃れた熱量の一部が、廃熱回収システム 1 に回収される。膨張機 20 を通過した水蒸気は、凝縮器 8 において液化し、機関冷却水が生成される。凝縮器 8 内の機関冷却水は、機関冷却水ポンプ 7 により、内燃機関 3 内の水ジャケット 32 に送られる。

【 0025 】

排気ガスは、内燃機関 3 の排気口 3b から排気ライン L3 に沿って排出される。排気ガスがタービン 5 を通過することによって、タービン 5 が駆動される。タービン 5 を通過した排気ガスは、外気に排出される。

【 0026 】

給気ガスは、外気から給気ライン L4 に沿って吸入される。コンプレッサー 6 は、タービン 5 によって駆動されており、コンプレッサー 6 において給気ガスが圧縮され、圧縮空気が生成される。圧縮空気は、膨張室 20 内に設けられた加熱室 R2 において、熱量を失う。圧縮空気の温度は、加熱室 R2 の入口側において約 160 であり、加熱室 R2 の出口側において約 80 である。その代わりに、膨張機 20 内において加熱室 R2 に隣り合う膨張室 R1 内の水蒸気が加熱される。膨張室 R1 内での膨張によって熱量を失う水蒸気に熱量が補充されるので、膨張機 20 の出力が向上する。膨張機 20 を通過した圧縮空気は、空気冷却器 10 において更に冷却される。空気冷却器 10 の出口側における圧縮空気の温度は、約 60 である。空気冷却器 10 を通過した圧縮空気は、内燃機関 3 の給気口 3a に吸入される。

【 0027 】

2 次冷却水は、2 次冷却水ポンプ 9 の作動により、2 次冷却水ライン L2 に沿って循環する。凝縮器 8 において、2 次冷却水と機関冷却水の水蒸気との間で熱交換が行われ、2 次冷却水は加熱される。空気冷却器 10 において、2 次冷却水と圧縮空気との間で熱交換が行われ、2 次冷却水は加熱される。空気冷却器 10 を通過した 2 次冷却水は、2 次冷却水ポンプ 9 に送られる。

【 0028 】

廃熱回収システム 1 において、膨張機 20 は、機関冷却水の水蒸気によって駆動される。このため、廃熱回収システム 1 は、機関冷却水ライン L1 において、機関冷却水を作動媒体とするランキンサイクルを実施する。また、機関冷却水の水蒸気は、内燃機関 3 が発生させる熱量によって、発生する。つまり、内燃機関の廃熱によって、ランキンサイクルが実施されている。このため、廃熱回収システム 1 は、内燃力発電の排熱で汽力発電を行っており、コンバインドサイクルを実施できる。

【 0029 】

図 2、図 3 を参照して、膨張室 R1 及び加熱室 R2 を備える膨張機 20 の構成を説明する。図 2 は、スクロール型膨張機 20 の側面断面図である。スクロール型膨張機 20 は、容積型膨張機の 1 つである。スクロール型膨張機 20 は、固定スクロール 21、揺動スクロール 22、クランクシャフト 23、軸受 24、カバー 25、及び軸受 26 を備えている。揺動スクロール 22 は、軸受 24 を介してクランクシャフト 23 の偏心部 23a に支持されている。クランクシャフト 23 の本体部 23b は、軸受 26 を介して固定スクロール 21 に支持されている。軸受 24 の軸心 A24 は、軸受の軸心 A26 とは異なっている。軸受 24 の軸心 A24 は偏心部 23a の軸心に等しく、軸受の軸心 A26 はクランクシャフト 23 の本体部 23b の軸心に等しい。このため、揺動スクロール 22 は、軸心 A23 周りに自転し、且つ、軸心 A26 周りに公転する。

【 0030 】

固定スクロール 21 は、鏡板 21a、スクロール壁 21b、及び第 2 スクロール壁 21c を備えている。揺動スクロール 22 は、鏡板 22a 及びスクロール壁 22b を備えている。固定スクロール 21 の鏡板 21a 及び揺動スクロール 22 の鏡板 22a は、円盤状の板状部材である。固定スクロール 21 において、スクロール壁 21b 及び第 2 スクロール壁 21c は、鏡板 21a に対して反対側に配置されている。スクロール壁 21b 及び第 2 スクロール壁 21c は、鏡板 21a に対して垂直の且つ渦巻き状の板状部材である。揺動

10

20

30

40

50

スクロール 2 2 において、スクロール壁 2 2 b は、鏡板 2 2 a に対して垂直且つ渦巻き状の板状部材である。カバー 2 5 は、第 2 スクロール壁 2 1 c の内部を覆うように、固定スクロール 2 1 に固定されている。カバー 2 5 は、円環状の板状部材である。

【 0 0 3 1 】

膨張室 R 1 は、鏡板 2 1 a、2 1 b 及びスクロール壁 2 1 b、2 2 b によって囲まれた空間である。スクロール壁 2 1 b、2 2 b は必ず接しているため、スクロール壁 2 1 b、2 2 b 間の空間は、複数箇所に分断されている。このため、複数の膨張室 R 1 が、固定スクロール 2 1 と揺動スクロール 2 2 との間に、形成されている。膨張室 R 1 の入口 2 1 d は、鏡板 2 1 a の中央部に形成されている。膨張室 R 1 の出口 2 1 e は、スクロール壁 2 1 b の外周部に形成されている。機関冷却水の水蒸気は、入口 2 1 d から膨張室 R 1 内に供給され、膨張室 R 1 から出口 2 1 e を経由して排出される。

10

【 0 0 3 2 】

図 3 は、固定スクロール 2 1 及びカバー 2 5 の正面図である。加熱室 R 2 は、鏡板 2 1 a、スクロール壁 2 1 b、カバー 2 5 によって囲まれた空間である。加熱室 R 2 は、渦巻き状の 1 つの空間である。加熱室 R 2 の入口 2 1 f は、第 2 スクロール壁 2 1 c の外周部に形成されている。加熱室 R 2 の出口 2 1 g は、カバー 2 5 の中央部に形成されている。圧縮空気は、入口 2 1 f から加熱室 R 2 内に供給され、加熱室 R 2 から出口 2 1 g を経由して排出される。圧縮空気は、加熱室 R 2 内において、第 2 スクロール壁 2 1 c によって形成された渦巻き状の経路に沿って移動する。

【 0 0 3 3 】

20

膨張室 R 1 及び加熱室 R 2 において、入口及び出口の位置が反対側に設定されている。膨張室 R 1 の入口 2 1 d は中央側（軸 A 2 6 側）に配置されているが、加熱室 R 2 の入口 2 1 f は外周側に配置されている。膨張室 R 1 の出口 2 1 e は外周側に配置されているが、加熱室 R 2 の出口 2 1 g は中央側に配置されている。このため、最も温度低下した水蒸気が、最も温度の高い圧縮空気によって加熱される。

【 0 0 3 4 】

第 1 実施形態は、次の作用、効果を有している。

【 0 0 3 5 】

廃熱回収システム 1 は、圧縮空気と水蒸気との間で熱交換を行うことによって、膨張機 2 0 内の水蒸気を加熱する水蒸気加熱器 3 0 を備えている。水蒸気加熱器 3 0 は、加熱室 R 2 を形成する膨張機 2 0 の一部（固定スクロール 2 1 及びカバー 2 5）によって構成されている。このため、圧縮空気が冷却されると共に、膨張機を作動させている機関冷却水の水蒸気が加熱される。この結果、膨張機 2 0 の出力が向上し且つ内燃機関 3 内に吸入される空気量が増大する。したがって、廃熱回収システム 1 は、排気ガス及び機関冷却水に逃れた廃熱を効率的に回収できる。

30

【 0 0 3 6 】

例えば、空気冷却器 1 0 を有する廃熱回収システム 1（本実施形態）は、空気冷却器 1 0 を有しない廃熱回収システムに比べて、80%程度、膨張機 2 0 の出力を増大できる。

【 0 0 3 7 】

更に、水蒸気加熱器 3 0 は、膨張機 2 0 内に設けられ且つ圧縮空気を通過させる加熱室 R 2 を備えている。このため、廃熱回収システム 1 は、簡素な構成により、圧縮空気と水蒸気との間の熱交換を行うことができる。

40

【 0 0 3 8 】

更に、加熱室 R 2 内に加熱用のフィン（第 2 スクロール壁 2 1 c）が配置されている。このため、圧縮空気と水蒸気との間の熱交換が促進される。

【 0 0 3 9 】

更に、2 次冷却水ライン L 2 において、凝縮器 8 が空気冷却器 1 0 の上流側に配置されている。空気冷却器 1 0 を通過する圧縮空気は、膨張機 2 0 において冷却されているので、空気冷却器 1 0 において圧縮空気から奪うことが必要な熱量は、小さくなっている。このため、比較的小さな空気冷却器 1 0 により、圧縮空気を冷却できる。つまり、廃熱回収

50

システム 1 は、空気冷却器 10 のコストを削減できる。

【0040】

(第 2 実施形態)

図 4 は、第 2 実施形態における過給機関 2 の廃熱回収システム 1 を示す全体図である。第 2 実施形態は、第 1 実施形態の構成に加えて、復水予熱器 13 を更に備えている。復水予熱器 13 以外の構成において、第 1 及び第 2 実施形態の構成は同一である。第 1 及び第 2 実施形態において共通する構成の説明は、適宜省略されている。

【0041】

復水予熱器 13 (空気冷却器) は、機関冷却水ライン L1 において、凝縮器 8 と内燃機関 3 の水ジャケット 32 との間に配置されている。復水予熱器 13 は、給気ライン L4 において、膨張機 20 (加熱室 R2) と空気冷却器 10 との間に配置されている。復水予熱器 13 は空気冷却器である。

10

【0042】

復水予熱器 13 において、加熱室 R2 と空気冷却器 10 との間の圧縮空気と、凝縮器 8 と水ジャケット 32 との間の機関冷却水との間で、熱交換が行われる。この結果、圧縮空気が冷却され、且つ機関冷却水が加熱される。

【0043】

第 2 実施形態は、次の作用、効果を有している。

【0044】

第 2 実施形態は、第 1 実施形態の構成に加えて、復水予熱器 13 を更に備えている。このため、内燃機関 3 から圧縮空気に逃れた熱量の一部が、機関冷却水に移動する。したがって、内燃機関 3 から機関冷却水に逃れる熱量が変化しなくても、機関冷却水からの蒸発量が増大し、膨張機 20 の出力が増大する。

20

【0045】

第 2 実施形態は、圧縮空気を冷却する手段として、空気冷却器 10 に加えて、復水予熱器 13 を備えている。このため、第 2 実施形態は、給気ライン L4 に、空気冷却器 10 をバイパスするバイパス経路と、空気冷却器 10 を通過する主経路とバイパス経路とを切り換える切換弁と、を備えてもよい。バイパス経路及び切換弁を備える実施形態は、内燃機関 3 が定常運転状態に入っているときに、空気冷却器 10 をバイパスしてもよい。

【0046】

30

(第 3 実施形態)

図 5 は、第 3 実施形態における過給機関 2 の廃熱回収システム 1 を示す全体図である。第 3 実施形態は、水蒸気加熱器の構成を除いて、第 2 実施形態と同一である。第 1 及び第 2 実施形態における水蒸気加熱器の符号は 30 であり、第 3 実施形態における水蒸気加熱器の符号は 130 である。第 1 ~ 第 3 実施形態において共通する構成の説明は、適宜省略されている。

【0047】

水蒸気加熱器 130 は、加熱室 R2、液状媒体加熱器 14、液状媒体ポンプ 15、及び液状媒体ライン L5 を備えている。液状媒体ライン L5 上に、液状媒体加熱器 14、加熱室 R2、及び液状媒体ポンプ 15 が順に配置されている。液状媒体は、圧縮空気と水蒸気との間の熱交換を行うための媒体である。液状媒体には、使用される温度域において液体状態である媒体が選択されている。

40

【0048】

加熱室 R2 は、上述したように、膨張機 20 の一部 (固定スクロール 21 及びカバー 25) によって囲まれた空間である。加熱室 R2 は、膨張機 20 の一部 (固定スクロール 21 及びカバー 25) によって形成されている。第 1 及び第 2 実施形態では、加熱室 R2 に圧縮空気が満たされているが、第 3 実施形態では加熱室 R2 に液状媒体が満たされている。液状媒体加熱器 14 は、給気ライン L4 において、コンプレッサー 6 と復水予熱器 13 との間に配置されている。

【0049】

50

液状媒体は、液状媒体ポンプ 15 の作動により、液状媒体ライン L 5 に沿って循環する。液状媒体加熱器 14 において、液状媒体と圧縮空気との間で熱交換が行われる。加熱室 R 2 において、液状媒体と水蒸気との間で熱交換が行われる。この結果、圧縮空気と水蒸気との間で熱交換が行われる。

【 0 0 5 0 】

第 3 実施形態は、次の作用、効果を有している。

【 0 0 5 1 】

第 3 実施形態において、水蒸気加熱器 130 は、加熱室 R 2 及び液状媒体加熱室 14 を備えている。液状の媒体は、気体の媒体よりも熱伝達効率が高い。このため、膨張機 20 内に加熱室 R 2 を大きく形成できない場合であっても、廃熱回収システム 1 は、膨張室 R 1 内の水蒸気の加熱を良好に行うことができる。

10

【符号の説明】

【 0 0 5 2 】

- 1 廃熱回収システム
- 2 過給機関
- 3 内燃機関
- 3 a 給気口
- 4 過給機
- 8 凝縮器
- 10 空気冷却器
- 14 液状媒体加熱器
- 20 スクローラ型膨張機（容積型膨張機）
- 30、130 水蒸気加熱器
- 31 沸騰冷却装置
- L1 機関冷却水ライン
- L2 2次冷却水ライン
- L4 給気ライン
- R1 膨張室
- R2 加熱室

20

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2006-249942(JP,A)
特開2002-195100(JP,A)
特開2008-175123(JP,A)
特開2008-8224(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02G 5/00
F01P 3/20