

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6327941号
(P6327941)

(45) 発行日 平成30年5月23日 (2018. 5. 23)

(24) 登録日 平成30年4月27日 (2018. 4. 27)

(51) Int. Cl.	F I	
FO2C 3/30 (2006.01)	FO2C	3/30 C
FO2C 7/08 (2006.01)	FO2C	7/08 B
FO2C 6/00 (2006.01)	FO2C	6/00 E
FO1D 25/32 (2006.01)	FO1D	25/32 C
FO2C 7/143 (2006.01)	FO2C	7/143

請求項の数 7 (全 13 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2014-101758 (P2014-101758)	(73) 特許権者	000006208
(22) 出願日	平成26年5月15日 (2014. 5. 15)		三菱重工株式会社
(65) 公開番号	特開2015-218634 (P2015-218634A)		東京都港区港南二丁目16番5号
(43) 公開日	平成27年12月7日 (2015. 12. 7)	(74) 代理人	100089118
審査請求日	平成29年4月28日 (2017. 4. 28)		弁理士 酒井 宏明
		(74) 代理人	100118762
			弁理士 高村 順
		(72) 発明者	飯嶋 正樹
			東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工株式会社内
		審査官	西中村 健一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ガスタービンサイクル設備、排ガスのCO2回収設備及び燃焼排ガスの排熱回収方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮空気と燃料とを燃焼する燃焼器と、前記燃焼器からの高温・高圧の燃焼ガスにより駆動されるタービンとを有するガスタービンと、

前記タービンを駆動した燃焼排ガスから熱エネルギーを回収する排熱回収装置と、を備え、

前記圧縮空気は、空気を圧縮する一次空気圧縮機により圧縮された一次圧縮空気と、前記一次圧縮空気をさらに圧縮する二次空気圧縮機により圧縮された二次圧縮空気とからなり、

前記排熱回収装置は、前記燃焼排ガスと前記二次圧縮空気とを間接熱交換する第1熱交換部と、

前記第1熱交換部を通過し、第1熱交換後の燃焼排ガスと前記一次圧縮空気及び供給水とを空気飽和槽で間接熱交換し、前記一次圧縮空気に水蒸気を同伴する第2熱交換部とからなると共に、

前記第2熱交換部の空気飽和槽で熱交換した水蒸気を同伴する一次圧縮空気を、前記二次空気圧縮機に導入して高圧の低温二次圧縮空気とした後、該高圧の低温二次圧縮空気を前記第1熱交換部で熱交換して高圧の高温二次圧縮空気とし、その後、該高圧の高温二次圧縮空気を前記燃焼器に導入することを特徴とするガスタービンサイクル設備。

【請求項2】

請求項1において、

前記第2熱交換部の空気飽和槽は、前記供給水を導入する供給水ヘッドと、
前記供給水ヘッドと一端で連通し、前記排熱回収装置内に配置される複数の熱交換チューブと、

前記熱交換チューブと他端で連通し、前記供給水を貯留すると共に、貯留部の空間内に前記一次圧縮空気を導入する導入部を有する貯留ヘッドと、

前記供給水を循環する供給水循環ラインとを備え、

前記熱交換チューブの内壁面に沿って濡れ壁状で循環する供給水のチューブ空間内に、一次圧縮空気を通過させると共に、前記熱交換チューブの外周に当接する前記燃焼排ガスにより、前記一次圧縮空気を熱交換すると共に、前記供給水を加熱しつつ水蒸気を発生させ、該発生した水蒸気を熱交換された前記一次圧縮空気に同伴することを特徴とするガスタービンサイクル設備。

10

【請求項3】

請求項1又は2において、

前記排熱回収装置から排出された熱交換後の排ガスを冷却する冷却塔と、凝縮された凝縮水を前記供給水として、前記空気飽和槽内を供給水が循環する供給水循環ラインに供給する供給水供給ラインとを備えたことを特徴とするガスタービンサイクル設備。

【請求項4】

請求項1乃至3のいずれか一つにおいて、

前記排熱回収装置は、さらに第2熱交換部通過後の前記燃焼排ガスと、前記供給水供給ライン中の前記供給水とを間接熱交換する第3熱交換部を備えることを特徴とするガスタービンサイクル設備。

20

【請求項5】

請求項1乃至4のいずれか一つのガスタービンサイクル設備と、

前記冷却塔からの排ガス中のCO₂を回収するCO₂回収装置とを備えたことを特徴とする排ガスのCO₂回収設備。

【請求項6】

請求項5において、

前記CO₂回収装置が排ガス中のCO₂を吸収液で吸収するCO₂吸収塔と、CO₂を吸収した吸収液を再生する吸収液再生塔とを備え、吸収液を循環再利用することを特徴とする排ガスのCO₂回収設備。

30

【請求項7】

請求項1のガスタービンサイクル設備を用い、

ガスタービンからの燃焼排ガスを、排熱回収装置の第1熱交換部で高圧の二次圧縮空気と熱交換させると共に、この熱交換排ガスを用いて低圧の一次圧縮空気を空気飽和槽の第2熱交換部で熱回収し、次いで前記第2熱交換部で熱回収した一次圧縮空気を二次空気圧縮機に導入し、高圧とした後、前記第1熱交換部で熱回収して二次圧縮空気とし、この二次圧縮空気を用いて、燃焼器に導入して燃料により燃焼させることを特徴とする燃焼排ガスの排熱回収方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

40

【0001】

本発明は、サイクル効率を向上させるガスタービンサイクル設備、排ガスのCO₂回収設備及び燃焼排ガスの排熱回収方法に関するものである。

【背景技術】

【0002】

例えば、ガスタービン(G/T)コンバインドサイクル効率を向上させるために、ガスタービンからの燃焼排ガスを有効利用するための排熱回収ボイラが用いられている。この排熱回収ボイラ(Heat Recovery Steam Generator: HRSG)は、ガスタービン等の排熱発生源から排出される高温の燃焼排ガスを利用して蒸気を生成する装置であり、例えば、排熱回収ボイラで生成した蒸気を蒸気タービン(S/T)に供給し、発電機を駆動さ

50

せるガスタービンコンバインドサイクル (Gas Turbine Combined Cycle : G T C C) 発電プラントなどにおいて広く用いられている (特許文献 1 及び 2) 。

【先行技術文献】

【特許文献】

【 0 0 0 3 】

【特許文献 1】特開 2 0 0 3 - 8 3 0 0 3 号公報

【特許文献 2】特開 2 0 1 3 - 1 7 1 0 0 1 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 4 】

しかしながら、従来の排熱回収ボイラでは、高温の燃焼排ガスからの熱回収を複数段の例えば高圧・中圧・低圧の各節炭器、蒸発器、過熱器及び再熱器等を用いて、臨界圧以下の温度で熱回収しているため、燃焼排ガスの温度降下線とピンチポイントに至らないよう熱交換を行っていた。また再熱器での再熱も温度が 6 0 0 程度での再熱しかできない、という問題がある。

【 0 0 0 5 】

よって、ガスタービン入口温度が例えば 1 5 0 0 級の高圧・高温の場合においてもガスタービン効率 (% L H V) が 6 0 % 程度であった。なお、ガスタービン入口温度を例えば 1 7 0 0 に上昇させる場合には、タービン冷却技術、遮熱コーティング技術、耐熱材料技術等の様々な障壁がある、という問題がある。

【 0 0 0 6 】

よって、入口温度が例えば 1 5 0 0 級のガスタービン設備であってもシステム効率の向上を図るシステムの出現が切望されている。

【 0 0 0 7 】

本発明は、前記問題に鑑み、ガスタービンサイクル効率の向上を図ることができるガスタービンサイクル設備、排ガスの C O ₂ 回収設備及び燃焼排ガスの排熱回収方法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】

【 0 0 0 8 】

上述した課題を解決するための本発明の第 1 の発明は、圧縮空気と燃料とを燃焼する燃焼器と、前記燃焼器からの高温・高圧の燃焼ガスにより駆動されるパワータービンとを有するガスタービンと、前記タービンを駆動した燃焼排ガスから熱エネルギーを回収する排熱回収装置と、を備え、前記圧縮空気は、空気を圧縮する一次空気圧縮機により圧縮された一次圧縮空気と、前記一次圧縮空気をさらに圧縮する二次空気圧縮機により圧縮された二次圧縮空気とからなり、前記排熱回収装置は、前記燃焼排ガスと前記二次圧縮空気とを間接熱交換する第 1 熱交換部と、前記第 1 熱交換部を通過し、第 1 熱交換後の燃焼排ガスと前記一次圧縮空気及び供給水とを空気飽和槽で間接熱交換し、前記一次圧縮空気に水蒸気を同伴する第 2 熱交換部とからなると共に、前記第 2 熱交換部の空気飽和槽で熱交換した水蒸気を同伴する一次圧縮空気を、前記二次空気圧縮機に導入して高圧の低温二次圧縮空気とした後、該高圧の低温二次圧縮空気を前記第 1 熱交換部で熱交換して高圧の高温二次圧縮空気とし、その後、該高圧の高温二次圧縮空気を前記燃焼器に導入することを特徴とするガスタービンサイクル設備にある。

【 0 0 0 9 】

第 2 の発明は、第 1 の発明において、前記第 2 熱交換部の空気飽和槽は、前記供給水を導入する供給水ヘッドと、前記供給水ヘッドと一端で連通し、前記排熱回収装置内に配置される複数の熱交換チューブと、前記熱交換チューブと他端で連通し、前記供給水を貯留すると共に、貯留部の空間内に前記一次圧縮空気を導入する導入部を有する貯留ヘッドと、前記供給水を循環する供給水循環ラインとを備え、前記熱交換チューブの内壁面に沿って濡れ壁状で循環する供給水のチューブ空間内に、一次圧縮空気を通過させると共に、前記熱交換チューブの外周に当接する前記燃焼排ガスにより、前記一次圧縮空気を熱交換す

10

20

30

40

50

ると共に、前記供給水を加熱しつつ水蒸気を生じさせ、該発生した水蒸気を熱交換された前記一次圧縮空気に同伴することを特徴とするガスタービンサイクル設備にある。

【0010】

第3の発明は、第1又は2の発明において、前記排熱回収装置から排出された熱交換後の排ガスを冷却する冷却塔と、凝縮された凝縮水を前記供給水として、前記空気飽和槽内を供給水が循環する供給水循環ラインに供給する供給水供給ラインとを備えたことを特徴とするガスタービンサイクル設備にある。

【0011】

第4の発明は、第1乃至3のいずれか一つの発明において、前記排熱回収装置は、さらに第2熱交換部通過後の前記燃焼排ガスと、前記供給水供給ライン中の前記供給水とを間接熱交換する第3熱交換部を備えることを特徴とするガスタービンサイクル設備にある。

10

【0012】

第5の発明は、第1乃至4のいずれか一つの発明のガスタービンサイクル設備と、前記冷却塔からの排ガス中のCO₂を回収するCO₂回収装置とを備えたことを特徴とする排ガスのCO₂回収設備にある。

【0013】

第6の発明は、第5の発明において、前記CO₂回収装置が排ガス中のCO₂を吸収液で吸収するCO₂吸収塔と、CO₂を吸収した吸収液を再生する吸収液再生塔とを備え、吸収液を循環再利用することを特徴とする排ガスのCO₂回収設備にある。

【0014】

20

第7の発明は、第1の発明のガスタービンサイクル設備を用い、ガスタービンからの燃焼排ガスを、排熱回収装置の第1熱交換部で高圧の二次圧縮空気と熱交換させると共に、この熱交換排ガスを用いて低圧の一次圧縮空気を空気飽和槽の第2熱交換部で熱回収し、次いで前記第2熱交換部で熱回収した一次圧縮空気を二次空気圧縮機に導入し、高圧とした後、前記第1熱交換部で熱回収して二次圧縮空気とし、この二次圧縮空気を用いて、燃焼器に導入して燃料により燃焼させることを特徴とする燃焼排ガスの排熱回収方法にある。

【発明の効果】

【0015】

本発明によれば、ガスタービンからの燃焼排ガスを用いて、排熱回収装置の第1熱交換部で高圧の二次圧縮空気と熱交換させると共に、この熱交換排ガスを用いて低圧の一次圧縮空気を空気飽和槽の第2熱交換部で熱回収する。そして、第2熱交換部で熱回収した一次圧縮空気を二次空気圧縮機に導入し、高圧とした後、第1熱交換部で熱回収して二次圧縮空気とし、この二次圧縮空気を用いて、燃焼器に導入して燃料により燃焼させることで、例えば温度1500℃まで加熱する。これによって、排熱回収装置における排熱回収の効率を極めて高くすることができる。この結果、ガスタービンサイクル効率の向上を図ることができる。

30

【図面の簡単な説明】

【0016】

【図1-1】図1-1は、実施例1に係るガスタービンサイクル設備の概略図である。

40

【図1-2】図1-2は、実施例1に係るガスタービンサイクル設備の温度・圧力条件の一例を示した概略図である。

【図2】図2は、実施例1に係るガスタービンサイクル設備の要部拡大図である。

【図3】図3は、熱交換チューブの斜視図である。

【図4】図4は、熱交換チューブの概略断面図である。

【図5】図5は、熱交換チューブの概略断面図である。

【図6】図6は、燃焼排ガスの温度降下線と供給水温度及び圧縮空気の上昇線とにおける温度とエンタルピーとの関係図である。

【図7】図7は、実施例1の他のガスタービンサイクル設備の概略図である。

【図8】図8は、実施例2に係る排ガスのCO₂回収設備の概略図である。

50

【発明を実施するための形態】

【0017】

以下に添付図面を参照して、本発明の好適な実施例を詳細に説明する。なお、この実施例により本発明が限定されるものではなく、また、実施例が複数ある場合には、各実施例を組み合わせるものも含むものである。

【実施例1】

【0018】

図1-1は、実施例1に係るガスタービンサイクル設備の概略図である。図1-2は、実施例1に係るガスタービンサイクル設備の温度・圧力条件の一例を示した概略図である。

図1-1に示すように、本実施例に係るガスタービンサイクル設備10Aは、圧縮空気12と燃料13とを燃焼する燃焼器14と、燃焼器14からの高温・高圧の燃焼ガス15により駆動されるパワータービン16とを有するガスタービン17と、パワータービン16を駆動した燃焼排ガス18から熱エネルギーを回収する排熱回収装置19と、を備え、圧縮空気12は、空気12aを圧縮する一次空気圧縮機21により圧縮された一次圧縮空気12Aと、一次圧縮空気12Aをさらに圧縮する二次空気圧縮機22により圧縮された二次圧縮空気12Cとからなり、排熱回収装置19は、燃焼排ガス18と二次圧縮空気12Cとを間接熱交換する第1熱交換部19Aと、第1熱交換部19Aを通過し、第1熱交換後の燃焼排ガス18Aと一次圧縮空気12A及び供給水30とを空気飽和槽31で間接熱交換し、一次圧縮空気12Aに水蒸気38を同伴する第2熱交換部19Bとからなると共に、第2熱交換部19Bの空気飽和槽31で熱交換した水蒸気38を同伴する一次圧縮空気12Bを、二次空気圧縮機22に導入して高圧の二次圧縮空気(低温)12Cとした後、該高圧の二次圧縮空気(低温)12Cを第1熱交換部19Aで熱交換して高圧の二次圧縮空気(高温)12Dとし、その後、該高圧の二次圧縮空気(高温)12Dを燃焼器14に燃焼用の圧縮空気として導入するものである。

【0019】

本実施例では、排熱回収装置19の第2熱交換部19Bの下流側に、第2熱交換部19Bで熱交換した後の燃焼排ガス18Bを用いて供給水30を熱交換する第3熱交換部19Cをさらに備えている。

【0020】

また、本実施例では、排熱回収装置19から排出された熱交換後の排ガス40を冷却する冷却塔41と、冷却塔41をポンプP₁で循環する冷却器42を備えた冷却ラインL₁₀と、冷却塔41内で凝縮された凝縮水44を、空気飽和槽31への供給水30として供給する供給水供給ラインL₁₁とを備えている。

なお、図1中、符号45は排出水、46は煙突、Gはパワータービン16に連結され発電する発電機、L₁は空気導入ライン、L₂は一次圧縮空気供給ライン、L₃は二次圧縮空気供給ライン、L₄は燃料供給ライン、L₅は燃焼ガス供給ライン、L₆は燃焼排ガス排出ライン、L₇は排ガスライン、L₈は排ガス40を煙突46へ排出する排ガス排出ライン、L₁₂は排水ラインを各々図示する。

【0021】

ガスタービン17は、一次・二次空気圧縮機21、22と、燃焼器14と、パワータービン16とを備えており、一次・二次空気圧縮機21、22で外部から導入された空気12aを圧縮して、高温・高圧とされた圧縮空気12は燃焼器14側に導かれる。燃焼器14では、この高温・高圧の圧縮空気12、燃料13を噴射して燃焼させて高温(例えば1500)の燃焼ガス15を発生させる。燃焼ガス15はパワータービン16へ噴射され、パワータービン16で高温高圧の燃焼ガス15が持つ熱エネルギーを回転エネルギーに変換する。この回転エネルギーによって同軸の一次・二次空気圧縮機21、22が駆動され、この圧縮機を駆動した残りの回転エネルギーによって発電機Gが駆動されて電力を発生する。

【0022】

次に、パワータービン16を駆動した燃焼排ガス18は、その熱エネルギーを回収する

ため排熱回収装置 19 へ導かれる。

【0023】

この排熱回収装置 19 は、第 1 熱交換部 19 A と第 2 熱交換部 19 B とを備えている。

第 1 熱交換部 19 A では、図 1 - 2 に示すように、パワータービン 16 から排出される高温（例えば 617 °C）の燃焼排ガス 18 を用いて、二次圧縮空気（低温 275 °C / 圧力 21 at a (2.1 MPa)）12 C を熱交換するものである。また、第 1 熱交換部 19 A の下流側の第 2 熱交換部 19 B では、一次圧縮空気（温度 224 °C / 圧力 6 at a (0.6 MPa)）12 A を空気飽和槽 31 に導入して熱交換するものである。

【0024】

図 2 は、図 1 の要部拡大図である。図 3 は、熱交換チューブの斜視図であり、図 4 及び図 5 は、熱交換チューブの概略断面図である。

図 2 に示すように、空気飽和槽 31 は、冷却塔 41 で凝縮された供給水 30 を導入する供給水ヘッダ 32 と、供給水ヘッダ 32 と一端 33 a 側で連通し、排熱回収装置 19 内に配置される複数の熱交換チューブ 33 と、熱交換チューブ 33 と他端 33 b 側で連通し、供給水 30 を貯留部 34 内で貯留すると共に、この貯留部 34 の上方側の空間 35 内に一次圧縮空気 12 A を導入する導入部 36 を有する貯留ヘッダ 37 と、供給水 30 をポンプ P₂ により循環する供給水循環ライン L₂₀ とを備えている。

【0025】

図 4 及び図 5 は、供給水ヘッダ 32 内において、熱交換チューブ 33 へ供給水が供給される様子を示す図である。

図 4 は、供給水 30 の供給として、供給水ヘッダ 32 に設けた供給ノズル 39 を用いており、供給ノズル 39 から散布された供給水 30 は、熱交換チューブ 33 内の壁面 33 d に沿って濡れ壁状で水膜 30 a を形成しつつ落下される。

図 5 は、供給水 30 の供給として、供給水ヘッダ 32 の貯留部 32 a から供給水 30 をオーバーフローさせており、オーバーフローした供給水 30 は、熱交換チューブ 33 内の壁面 33 d に沿って濡れ壁状で水膜 30 a を形成しつつ落下される。

【0026】

そして、図 3、図 4 及び図 5 に示すように、複数本の熱交換チューブ 33 の内壁面に沿って水膜 30 a によって落下して循環する供給水 30 のチューブ空間 33 c 内に、一次圧縮空気 12 A を下方側から通過させている。そして、この一次圧縮空気 12 A が通過する際、熱交換チューブ 33 の外周に当接する燃焼排ガス 18 A により、熱交換される。この熱交換の際においては、流下する供給水 30 を加熱しつつ水蒸気 38 を発生させ、この発生した水蒸気 38 を熱交換された一次圧縮空気 12 A に同伴させ、一次圧縮空気（含水蒸気）12 B としている。

【0027】

そして、例えば図 4 に示すように、供給水 30 は供給ノズル 39 により噴射され、熱交換チューブ 33 内に流入させる。熱交換チューブ 33 内に流入した供給水 30 は熱交換チューブ 33 の内壁面 33 d に沿って濡れ壁状で水膜 30 a を形成しつつ落下し、下流側の貯留ヘッダ 37 で貯留される。この貯留した供給水 30 はポンプ P₂ を介して供給水循環ライン L₂₀ により供給水ヘッダ 32 に再度循環される。

【0028】

そして、熱交換チューブ 33 の内側を流れる濡れ壁状の水膜 30 a が、外部からの燃焼排ガス 18 A の熱によって間接的に加熱され、熱交換により供給水 30 が水蒸気 38 となって、一次圧縮空気 12 A に同伴され、一次圧縮空気（含水蒸気）12 B となる。この第 2 熱交換部 19 B は、第 1 熱交換部 19 A で熱交換に寄与した燃焼排ガス 18 A を用いての熱交換となる。

【0029】

ここで、空気飽和槽 31 の貯留ヘッダ 37 内の空間 35 に導入される一次圧縮空気（圧力 6 at a (0.6 MPa)）12 A は、導入される供給水 30 により冷却され、その温度が例えば 224 °C のものが 84 °C まで、該空間 35 内で低下する。

10

20

30

40

50

この低い温度（84）となった一次圧縮空気12Aは、第2熱交換部19Bの空気飽和槽31において、第1熱交換後の燃焼排ガス18Aにより間接的に熱交換され、温度が107（圧力6atm）の一次圧縮空気（含水蒸気）12Bとなる。

【0030】

この一次圧縮空気（含水蒸気）12Bは、次に二次空気圧縮機22に導入されて2回目の圧縮がなされ、高圧（圧力21atm（2.1MPa））の二次圧縮空気（低温：275）12Cとなる。

【0031】

この二次圧縮空気12Cは、温度が低い（275）ので、排熱回収装置19の第1熱交換部19Aにおいて、高温（例えば617）の燃焼排ガス18と熱交換が可能となり、高圧の二次圧縮空気（高温565）12Dとなる。

10

【0032】

従来では、圧縮機を1台設置して圧縮するような場合には、一次空気圧縮機で圧縮した一次圧縮空気（温度224）をそのまま同一の二次空気圧縮機に導入して高圧（21atm）・高温（400）の圧縮空気として、燃焼器に導入している。

【0033】

これに対して、本発明においては、一次空気圧縮機21を通過して低圧（圧力6atm）の一次圧縮空気12Aを全量、排熱回収装置19の第2熱交換部19Bに導入して、第1熱交換部19Aで熱交換した後の燃焼排ガス18Aと、空気飽和槽31で熱交換している。

20

【0034】

この際、空気飽和槽31では、供給水30を導入して低圧（圧力6atm）の一次圧縮空気12Aの温度を低下（275→84）し、第1熱交換部19Aで熱交換した後の燃焼排ガス（温度336）18Aの排熱により熱交換され、温度が上昇（107）された低圧の一次圧縮空気（含水蒸気）12Bとなる。この一次圧縮空気（含水蒸気）（107）12Bは、次に二次空気圧縮機22によりさらに圧縮され、高圧（圧力21atm）の二次圧縮空気（低温：275）12Cとなる。この二次圧縮の際、従来のような連続して圧縮している場合と異なり、温度が低下しているため、圧縮機の容量をコンパクトとすることができる。

【0035】

さらに、この高圧の二次圧縮空気（低温：275）12Cは、排熱回収装置19の第1熱交換部19Aに導入して、高圧の二次圧縮空気（高温：565）12Dとなり、燃焼器14に導入される。

30

【0036】

本実施例では、第2熱交換部19Bにおける一次圧縮空気12Aの熱交換の際に、同伴される水蒸気38の量は少ないので、燃焼器14での燃焼を例えば1500の高温まで上昇させることが可能となる。

【0037】

また、本実施例では、第3熱交換部19Cを設置して、冷却塔41で燃焼排ガス18C中の水分を凝縮した凝縮水を、供給水30として空気飽和槽31へ供給する際、熱交換することで、燃焼排ガス18の排熱回収効率の向上をさらに図るようにしている。すなわち、冷却塔41で冷却され、凝縮された供給水30は温度が40程度であるため、この40の供給水30を第3熱交換部19C内に通過させ、燃焼排ガス（120）18Bと熱交換させ、温度88の供給水30として貯留ヘッダ37側へ供給することとなる。

40

【0038】

このように、燃焼排ガス18を熱交換して排熱回収する際、本実施例の排熱回収装置19では、第1熱交換部19Aと第2熱交換部19Bと第3熱交換部19Cで各々効率的な熱交換をしているため、高温（617）の燃焼排ガス18を低温（95）まで熱回収することとなり、熱回収効率が向上する。

また、一次圧縮空気（含水蒸気）12Bに同伴される水蒸気38の量は少ないので、排

50

気損失が少ないものとなる。

【0039】

図6は、燃焼排ガスの温度降下線と供給水温度及び圧縮空気の上昇線とにおける温度とエンタルピーとの関係図である。

図6に示すように、燃焼排ガス18は第1熱交換部19A、第2熱交換部19B及び第3熱交換部19Cにおいて、徐々に温度が低下する(第1熱交換部19A(617 336)、第2熱交換部19B(336 120)及び第3熱交換部19C(120 95))。

【0040】

これに対し、供給水30は第3熱交換部19Cで40 から88 に上昇し、一次圧縮空気12Aは空気飽和槽31で温度が低下するので、84 から107 に上昇する。次いで、二次圧縮空気12Cは第1熱交換部19Aで275 から565 に上昇する。

【0041】

また、表1に示すように、入熱と排気ロスとの関係によりガスタービンサイクル効率が66.76%(LHVベース)となる。これは従来の1500級のガスタービンサイクル効率の60%よりも約6.7%以上の大幅な向上を図ることができた。

【0042】

【表1】

【表1】

1.入熱	空気: $2,158\text{T}/\text{H} \times (1500 - 565^\circ\text{C}) \times 0.285 = 575.05 \times 10^6\text{kcal}/\text{H}$ 水: $378.0\text{T}/\text{H} \times (1500 - 565^\circ\text{C}) \times 0.556 = 196.51 \times 10^6\text{kcal}/\text{H}$ 燃料: $55.3\text{T}/\text{H} \times (1500 - 15^\circ\text{C}) \times 0.50 = 41.06 \times 10^6\text{kcal}/\text{H}$ $\frac{575.05 + 196.51 + 41.06}{812.62} \times 10^6\text{kcal}/\text{H}$
2.排気ロス	空気: $2,158\text{T}/\text{H} \times (95 - 15^\circ\text{C}) \times 0.24 = 41.43 \times 10^6\text{kcal}/\text{H}$ 水: $378.0\text{T}/\text{H} \times (639.3 - 40.0^\circ\text{C}) = 226.5 \times 10^6\text{kcal}/\text{H}$ 燃料: $55.3\text{T}/\text{H} \times (95 - 15^\circ\text{C}) \times 0.50 = 2.21 \times 10^6\text{kcal}/\text{H}$ $\frac{41.43 + 226.5 + 2.21}{270.14} \times 10^6\text{kcal}/\text{H}$
3.ガスタービン効率	$\eta = \frac{(812.62 - 270.14) \times 10^6 \times 100}{812.62 \times 10^6} = 66.76\% (\text{LHVベース})$

【0043】

以上より、従来の高圧・中圧・低圧ボイラを用いた排熱回収ボイラを備えたガスタービンコンバインドサイクル(Gas Turbine Combined Cycle: GTCC)発電プラントの効率(LHV)が60%程度であったものを大幅に上昇することができる。

【0044】

本実施例では、燃焼排ガス18を熱交換して排熱回収する際、本実施例の排熱回収装置19では、第1熱交換部19Aと第2熱交換部19Bと第3熱交換部19Cで各々効率的な熱交換をしているが、図7に示すガスタービンサイクル設備10Bに示すように、第3熱交換部19Cを省略することもできる。

この場合には、高温(617)の燃焼排ガス18を低温(120)まで熱回収することとなり、図1のガスタービンサイクル設備10Aよりは、熱回収効率が多少低下するが、設備の簡素化を図ることができる。

【実施例 2】

【0045】

次に、本発明の実施例 2 に係る排ガスの CO_2 回収設備について、図 8 を参照して説明する。図 8 は、実施例 2 に係る排ガスの CO_2 回収設備の概略図である。なお、実施例 1 と同様の部材については、同一符号を付してその説明は省略する。本実施例に係る排ガスの CO_2 回収設備 50 は、実施例 1 のガスタービンサイクル設備 10A と、冷却塔 41 からの水分を除去した排ガス 40 中の CO_2 を回収する CO_2 回収装置 51 とを備えている。この CO_2 回収装置 51 は、冷却塔 41 で冷却後の排ガス 40 中の CO_2 を吸収液 52 により除去する CO_2 吸収塔 53 及び吸収液 52 を再生する吸収液再生塔 54 を備えている。

【0046】

一般に、 CO_2 回収装置 51 は、吸収液 52 として例えばアミン系の吸収液を用いる場合、 CO_2 吸収塔 53 内において該アミン吸収液に排ガス 40 中に含まれる CO_2 を吸収させて除去し、 CO_2 吸収塔 53 の塔頂側から処理排ガス 55 として排出される。また、 CO_2 を吸収した吸収液 52 は、吸収液再生塔 54 において、リボイラ 59 によるスチームストリッピングにより再生され、再度 CO_2 吸収塔 53 にて再利用する閉鎖系の循環ライン L_{21} 、 L_{22} を構築している。なお、 CO_2 吸収塔 53 内においては、アミン系吸収液は、排ガス 40 と例えば対向接触させることで、 CO_2 をアミン吸収液内に取り込むようにしている。ここで、吸収液再生塔 54 側ではスチームストリッピングにより除去された CO_2 を含むガス 56 が排出され、気液分離器で水分を除去し、 CO_2 はガスとして回収される。

【0047】

従来では、排ガス中の CO_2 を回収する場合、 CO_2 回収装置の前段側において、冷却塔を別途設けて、排ガスを冷却していたが、実施例 1 で排ガス 40 は、供給水 30 を得るための冷却塔 41 により冷却されているので、本実施例の排ガスの CO_2 回収設備 50 においては、別途冷却設備を設置することが不要となる。また、通常の高圧タービンでは、排ガス中の CO_2 濃度が 3.5 ~ 4.0 vol. % と低いですが、本高圧タービンサイクルでは排ガス中の CO_2 濃度は 5 ~ 7 vol. % と上昇し、結果的に排ガスを少なくでき、 CO_2 回収設備がコンパクトとなる。

【0048】

なお、本実施例では、 CO_2 回収装置 51 として、排ガス 40 中の CO_2 を吸収液 52 で吸収する CO_2 吸収塔 53 と、 CO_2 を吸収した吸収液 52 を再生する吸収液再生塔 54 とを備えた場合で説明したが、本発明はこれに限定されるものではなく、排ガス中の CO_2 を回収することができる設備であればいずれを用いるようにしてもよい。

【符号の説明】

【0049】

- 10A、10B ガスタービンサイクル設備
- 12a 空気
- 12 圧縮空気
- 12A 一次圧縮空気
- 12B 一次圧縮空気(含水蒸気)
- 12C 二次圧縮空気(低温)
- 12D 二次圧縮空気(高温)
- 13 燃料
- 14 燃焼器
- 15 燃焼ガス
- 16 パワータービン
- 17 ガスタービン
- 18、18A ~ 18C 燃焼排ガス
- 19 排熱回収装置
- 19A 第1熱交換部

10

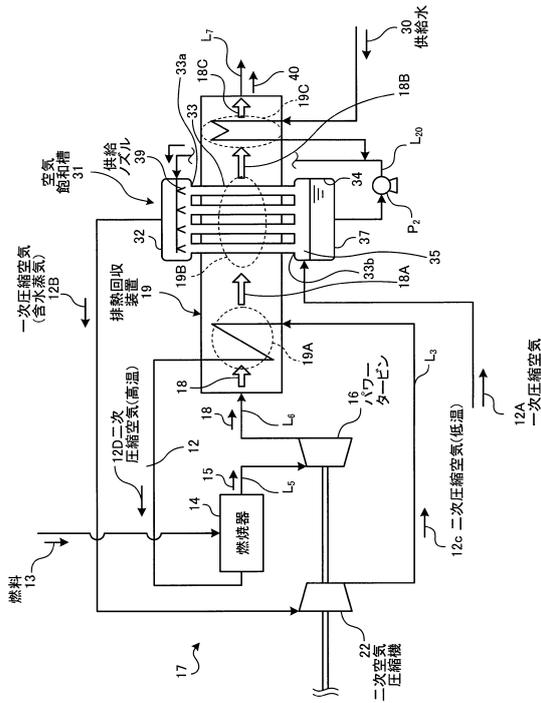
20

30

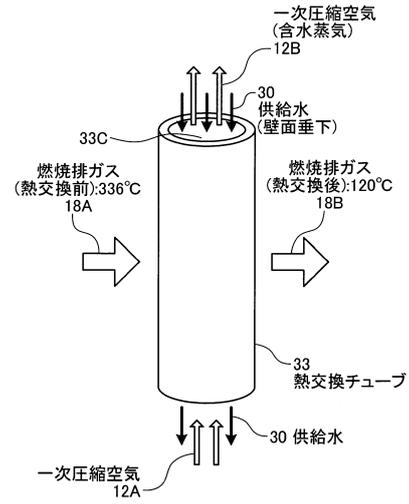
40

50

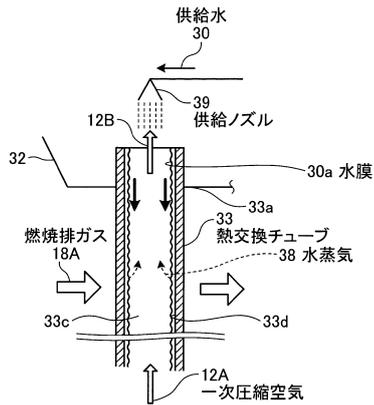
【図2】



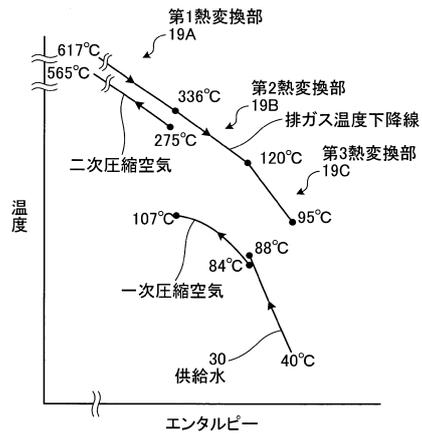
【図3】



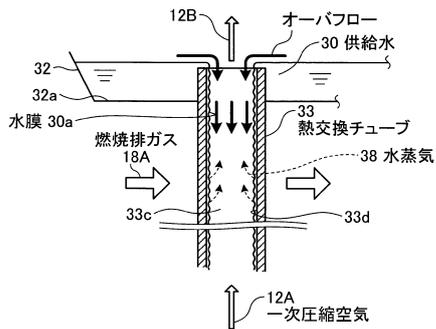
【図4】



【図6】

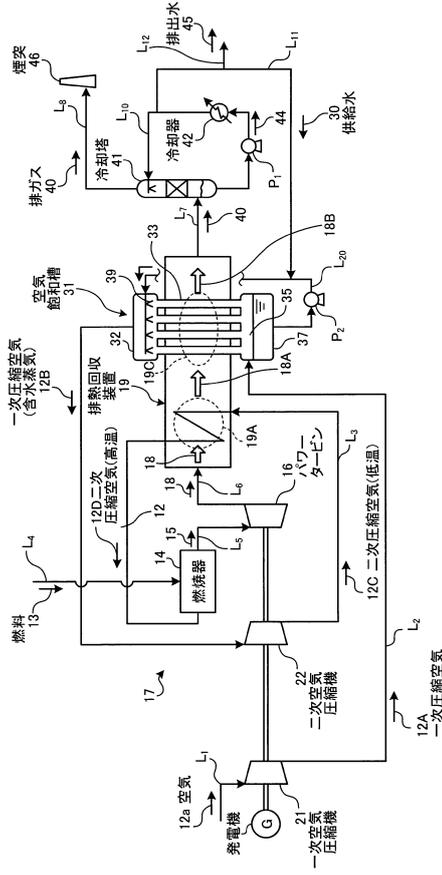


【図5】



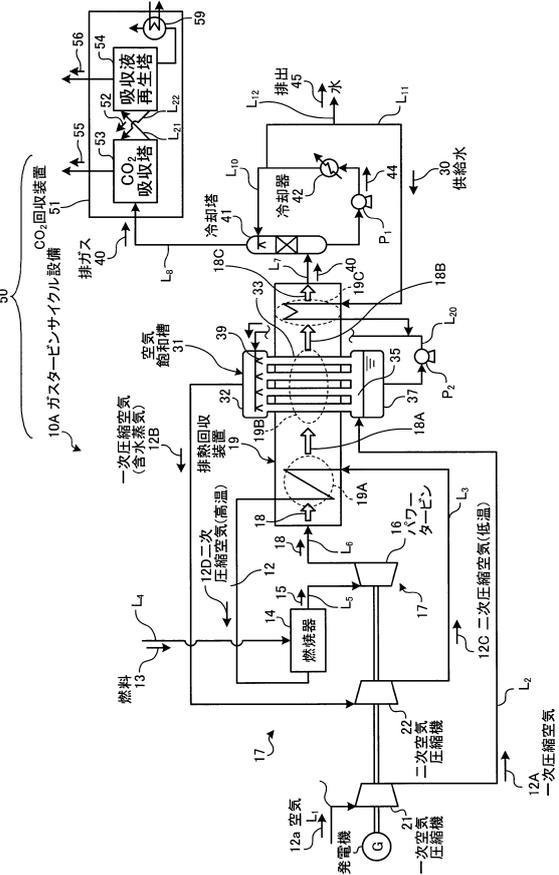
【 図 7 】

10B ガスタービンサイクル設備



【 図 8 】

排ガスのCO₂回収設備



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
 F 0 2 C 6/18 (2006.01) F 0 2 C 6/18 A

(56)参考文献 特開2013-217215(JP,A)
 特公平01-019053(JP,B2)
 特開2003-049665(JP,A)
 特開平06-221114(JP,A)
 国際公開第01/71176(WO,A2)
 国際公開第2011/076973(WO,A1)
 特開2006-002622(JP,A)
 米国特許出願公開第2001/0015059(US,A1)
 特表2013-540229(JP,A)
 特開2013-181442(JP,A)
 特開2006-226293(JP,A)
 特開2013-029091(JP,A)
 欧州特許出願公開第1609958(EP,A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 0 2 C 3 / 3 0
 F 0 1 D 2 5 / 3 2
 F 0 2 C 6 / 0 0
 F 0 2 C 6 / 1 8
 F 0 2 C 7 / 0 8 - 1 4 3
 F 0 1 K 2 3 / 0 6 - 1 0
 DWPI (Derwent Innovation)