

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3854156号

(P3854156)

(45) 発行日 平成18年12月6日(2006.12.6)

(24) 登録日 平成18年9月15日(2006.9.15)

(51) Int. Cl.

F I

FO1K 23/10 (2006.01)

FO1K 23/10

W

FO2C 7/08 (2006.01)

FO2C 7/08

B

FO1D 21/00 (2006.01)

FO1D 21/00

F

FO2C 7/143 (2006.01)

FO2C 7/143

請求項の数 7 (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2002-5910 (P2002-5910)
 (22) 出願日 平成14年1月15日(2002.1.15)
 (65) 公開番号 特開2003-206750 (P2003-206750A)
 (43) 公開日 平成15年7月25日(2003.7.25)
 審査請求日 平成16年2月23日(2004.2.23)

(73) 特許権者 000005108
 株式会社日立製作所
 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
 (74) 代理人 110000350
 特許業務法人 日東国際特許事務所
 (74) 代理人 100068504
 弁理士 小川 勝男
 (74) 代理人 100086656
 弁理士 田中 恭助
 (74) 代理人 100094352
 弁理士 佐々木 孝
 (72) 発明者 塚本 守昭
 茨城県日立市幸町三丁目1番1号 株式会
 社日立製作所 火力・水力事業部内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

空気または空気を主体とする支燃焼ガスを圧縮する圧縮機と、圧縮された支燃焼ガスと燃料の供給により燃焼して高温ガスを発生する燃焼器と、前記高温ガスの供給で駆動されるガスタービンと、前記ガスタービンから排出される排気ガスから熱を回収する熱回収装置と、前記排気ガスが流れる前記熱回収装置のガス流路に設けられ、かつ前記燃焼器に供給される圧縮後の前記支燃焼ガスを加熱する再生器と、前記排気ガスの流れから見て前記再生器の下流側に位置するように前記ガス流路に設けられ、かつ蒸気を過熱する高圧蒸気過熱器と、過熱された前記蒸気の供給で駆動される蒸気タービンとを有する再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムにおいて、
 前記再生器の上流側と下流側との中間にあたる中間位置、または中間位置から上流側に位置するところに前記蒸気をより高温に再過熱する再高圧蒸気過熱器を設けたことを特徴とする再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システム。

【請求項2】

空気または空気を主体とする支燃焼ガスを圧縮する圧縮機と、圧縮された支燃焼ガスと燃料の供給により燃焼して高温ガスを発生する燃焼器と、前記高温ガスの供給で駆動されるガスタービンと、前記ガスタービンから排出される排気ガスから熱を回収する熱回収装置と、前記排気ガスが流れる前記熱回収装置のガス流路に設けられ、かつ前記燃焼器に供給される圧縮後の前記支燃焼ガスを加熱する再生器と、前記排気ガスの流れから見て前記再生器の下流側に位置するように前記ガス流路に設けられ、かつ蒸気を過熱する高圧蒸気過

熱器と、過熱された前記蒸気の供給で駆動される蒸気タービンとを有する再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムにおいて、
前記蒸気をより高温に再過熱する再高圧蒸気過熱器を前記ガス流路に備え、該再高圧蒸気過熱器の上流側端部と前記再生器の上流側端部がほぼ横並びに揃うように配置したことを特徴とする再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システム。

【請求項 3】

請求項 1 または請求項 2 に記載された再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムにおいて、

前記圧縮機による前記空気の圧縮前または圧縮途中の少なくともいずれか一方で前記空気中に微細水滴を含ませることを特徴とする再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システム。

10

【請求項 4】

請求項 3 に記載されている再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムにおいて、

前記微細水滴を噴霧する水噴霧装置を設けたことを特徴とする再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システム。

【請求項 5】

請求項 1 から請求項 4 のいずれか一つに記載された再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムにおいて、

前記再生器で加熱された前記支燃焼ガスを前記燃焼器に供給される前に急冷することを特徴とする再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システム。

20

【請求項 6】

請求項 5 に記載されている再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムにおいて、

前記急冷とともに前記燃焼器の燃料供給を止めることを特徴とする再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システム。

【請求項 7】

請求項 5 または請求項 6 に記載されている再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムにおいて、

前記急冷を行う空気急冷用水噴霧装置を設けたことを特徴とする再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システム。

30

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は再生式ガスタービンと蒸気タービンサイクルとを用いた再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムに関し、特に高い発電効率を達成するように改良した再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電、及び、負荷遮断時などの緊急停止時におけるガスタービンのオーバースピードを防止する機能を備えた再生式ガスタービンに関するものである。

【0002】

40

【従来の技術】

燃焼によるエネルギーを原動機により動力または電気エネルギーに変換する主な方法として、ガスタービンによる方法と蒸気タービンによる方法がある。ガスタービンを用いる場合は、圧縮した空気を支燃剤として燃料を燃焼させ、それにより得られる高温高压の燃焼ガスでガスタービンを駆動回転させる。一方、蒸気タービンでは、ボイラーで発生させた高温高压の蒸気でタービンを駆動回転させる。ガスタービンの発電効率は蒸気タービンと同程度であるが、ガスタービンによる場合は 600 前後の高温排ガスが排出される。そこで、ガスタービンを用いて発電すると共に、ガスタービンからの高温排ガスの熱で蒸気を発生させ、この蒸気により蒸気タービンを用いて発電することによりプラント全体としての発電効率を高めたガスタービンコンバインド発電方式が開発され、広く実用に供され

50

ている。

【0003】

また、ガスタービンによる発電の改良型として、ガスタービンを駆動した後の高温排ガスとガスタービンの燃焼器に供給する圧縮空気を再生器で熱交換させることにより高温の圧縮空気とし、この高温圧縮空気を燃焼器に供給することにより、ガスタービンの燃料を低減してガスタービンの発電効率を向上させる再生式ガスタービンが知られている。

さらに、この再生式ガスタービンからの排ガスの熱で蒸気を発生させ、この蒸気により蒸気タービンをを用いて発電することによりプラント全体としての発電効率を高めようとする再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電方式が知られている。

【0004】

特開平8-189310号公報には、この再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電方式の発電効率を向上させる目的で、燃焼器とガスタービンの間に高温高压の燃焼ガス(約1450)を加熱源とするチューブ状の蒸気過熱器を設け、排熱回収ボイラーで発生させた300~400の蒸気を導いて過熱し、得られた約600の過熱蒸気を蒸気タービンに供給する再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電方式が提案されている。

【0005】

再生式ガスタービンでは燃焼用空気はその全量が再生器を経由して燃焼器に入る。このため、負荷遮断が発生した場合に急激に燃料を絞っても、燃焼用空気が大きな熱容量と内容積を持つ再生器で加熱されることにより、タービンへの大きな熱入力が一時間維持される。そのため、ガスタービンがオーバースピードとなり破損する恐れがある。負荷遮断時におけるオーバースピードを防止するためにはタービンへの熱入力を急減させる必要があり、その方法としては、(1)燃焼用空気の一部について再生器をバイパスさせるバイパスバルブを設ける方式、(2)燃焼用空気の一部を大気に放出するための大気放出バルブを設けるなどの方法が知られている。

【0006】

また、従来の再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電方式では、図1に示すように再生式ガスタービン51と蒸気タービンサイクル52が組み合わせられ、再生器36のガスタービン排ガス後流に蒸気タービンサイクル52が配置されている。

【0007】

再生式ガスタービン51は、空気4を圧縮する圧縮機1、圧縮された空気4を加熱する熱回収装置の再生器36、加熱された燃焼用空気20、燃料5と燃焼用空気20を供給して燃焼させる燃焼器2、燃焼で発生した高温ガスの供給で駆動されるガスタービン3を有する。

【0008】

蒸気タービンサイクル52は、供給される蒸気で駆動される蒸気タービン16、蒸気タービン16から排気される蒸気を冷やして水にする復水器17、復水された水に加える補給水18、補給された水を送る給水ポンプ19、送られる水を加熱するところの排ガス28が流れる熱回収装置の低压給水加熱器14、加熱した水を送る高压給水ポンプ15、高压給水ポンプ15より送られる加熱水を加熱する高压給水加熱器11、高压給水加熱器11より送られる高压加熱水を水蒸気になるように加熱する高压蒸気発生器10、高压蒸気発生器10で発生した蒸気を過熱する高压蒸気過熱器37、低压給水加熱器14で加熱した加熱水の分流を加熱して水蒸気にする低压蒸気発生器13、低压蒸気発生器13で発生した蒸気を蒸気タービン16の中段に供給する前に過熱する低压蒸気過熱器12を有する。なお、ガスタービン3からの排気ガス21は熱回収装置の上流側に導入され、排気ガス28は熱回収装置の下流側から排出される。

【0009】

この方式は従来のガスタービンコンバインド発電方式より発電効率を向上することができるが、再生器36において多量の熱が排ガス21から回収されるので、再生器36の出口側の排ガス温度が低下する。そのため、高压蒸気過熱器37において高温高压の過熱蒸気

10

20

30

40

50

を得ることができず、蒸気タービンサイクル 5 2 の効率は低下する。そのため、満足のいく発電効率までは得られていない。

【 0 0 1 0 】

特開平 8 - 1 8 9 3 1 0 号公報で提案されている技術は、上記の再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電方式を改良して高温高压の過熱蒸気を得ることにより、さらに発電効率を高めようとする技術である。この技術では高温高压の過熱蒸気を得るため、図 2 に示すように燃焼器 2 からの超高温の燃焼ガスと蒸気発生器 3 1 からの蒸気を超高温蒸気過熱器 3 3 で熱交換し、得られた高温の過熱蒸気で蒸気タービン 1 6 を駆動している。しかし、1 4 5 0 前後の超高温燃焼ガスを熱源とする超高温蒸気過熱器 3 3 が必要であり、材料、設置スペース、蒸気サイクルにトラブルが発生した場合の健全性保証などに技術課題がある。

10

【 0 0 1 1 】

また、ガスタービンの負荷を遮断する際に燃焼器 2 の運転も止めて温度を下げるが、超高温蒸気過熱器 3 3 に蓄熱されている熱容量がガスタービンの入り口のガス流路に加わるため、負荷遮断時にガスタービンがオーバースピードにいたるポテンシャルが増加するという課題もある。

【 0 0 1 2 】

さらに、従来の再生式ガスタービンでは、負荷遮断時におけるガスタービンのオーバースピード防止のためには、燃焼用空気の再生器バイパスや大気放出用としての大容量のバルブが必要となり、急速動作を保証することが困難であるという課題がある。

20

【 0 0 1 3 】

【発明が解決しようとする課題】

本発明は、上記の問題に鑑み、超高温蒸気過熱器を必要とすることなく、従来のガスタービンコンバインドサイクル発電方式より大幅に高い発電効率を達成できる再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムを提供することである。

【 0 0 1 4 】

また、それに加え、負荷遮断時などの緊急停止時におけるガスタービンのオーバースピードを防止するためのバイパスバルブや大気放出バルブが不要で、それらの負荷を軽減できる機能を備えた再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムを提供することである。

30

【 0 0 1 5 】

【課題を解決するための手段】

本発明は、支燃焼ガスを圧縮する圧縮機と、圧縮された支燃焼ガスと燃料の供給により燃焼して高温ガスを発生する燃焼器と、高温ガスの供給で駆動されるガスタービンと、ガスタービンから排出される排気ガスから熱を回収する熱回収装置と、排気ガスが流れる熱回収装置のガス流路に設けられ、かつ燃焼器に供給される圧縮後の支燃焼ガスを加熱する再生器と、排気ガスの流れから見て再生器の下流側に位置するようにガス流路に設けられ、かつ蒸気を過熱する高压蒸気過熱器と、過熱された蒸気の供給で駆動される蒸気タービンとを有する再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムにあって、再生器の上流側と下流側との中間にあたる中間位置または中間位置から上流側に位置するところに蒸気をより高温に再過熱する再高压蒸気過熱器を設けたことを特徴とする。

40

【 0 0 1 6 】

また、本発明は、上記の再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムにあって、再生器で加熱された支燃焼ガスを燃焼器に供給される前に急冷することを特徴とする。

【 0 0 1 7 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施例を図面を参照して説明する。

【 0 0 1 8 】

図 4 は、本発明の実施例を示す再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムのシステム構成図である。図 1 および図 2 (従来例) と共通するところは、共通の符号を付

50

して説明を省略し、異なるところを主に説明する。

【0019】

図4に示すように本実施例のガス系統は、以下のように構成されている。

圧縮機1の吸気口上流に設けた水噴霧器22により粒径 $5 \sim 20 \mu\text{m}$ の微細水滴を圧縮機吸込み空気4に噴霧する。この微細水滴は圧縮機1の吸気口上流でその一部が蒸発して空気温度を低下させる。この温度の低下した空気と未蒸発の微細水滴は圧縮機1に吸込まれ、微細水滴は圧縮過程でさらに蒸発して空気温度を低下させる。この圧縮機1の出口から抽気した圧縮空気を高圧蒸気過熱器8の排ガス下流側に配置した低温側の再生器7で予熱し、さらに、再高圧蒸気過熱器8の排ガス上流側に配置した高温側の再生器6で加熱する。この加熱した圧縮空気を空気急冷用噴霧装置25を経て、燃焼器2に燃焼用空気20として導入している。

10

【0020】

燃焼器2には燃料5と燃焼用空気20（支燃焼ガス）を供給し、燃料5を燃焼用空気20（支燃焼ガス）により燃焼して1,300程度の燃焼ガス（高温ガス）を発生させる。この燃焼ガス（高温ガス）をガスタービン3に供給して膨張させることにより動力を取り出し、その動力の一部で圧縮機1を駆動し、残りの動力で発電機を回して発電する。

【0021】

ガスタービン3からの排ガス流路（熱回収装置）には、高温側の再生器6、再高圧蒸気過熱器8、低温側の再生器7、高圧蒸気過熱器9、高圧蒸気発生器10、高圧給水加熱器11、低圧蒸気過熱器12、低圧蒸気発生器13、低圧給水加熱器14の順で直列に熱交換器類を配置している。ガスタービン3から排気される600程度の排ガス21はこれらの熱交換器類で排ガス温度100程度まで熱回収された後、煙突から大気に放出される。

20

【0022】

また、本実施例における水・蒸気系統はいわゆる非再熱複圧の蒸気タービンサイクルであり、以下のように構成している。

【0023】

補給水18及び復水器17からの給水を給水ポンプ19で昇圧し、低温給水加熱器14で昇温した低圧給水の一部を分岐して低圧蒸気発生器13に供給している。低圧蒸気発生器13で発生した低圧蒸気は、過熱のための低圧蒸気過熱器12を経て蒸気タービン16に供給され、発電に供される。

30

【0024】

低温給水加熱器14で昇温した残りの低圧給水は、さらに昇温するための高圧給水加熱器11を経て高圧蒸気発生器10に供給される。この高圧蒸気発生器10で発生した蒸気は、低温側の再生器7の排ガス下流側に配置した高圧蒸気過熱器9で予熱した後、低温側の再生器7の排ガス上流側に配置した再高圧蒸気過熱器8で高温まで過熱され、蒸気タービン16に供給される。

【0025】

蒸気タービン16で仕事をした後の排蒸気は復水器17で水に戻され、補給水18と合流して給水ポンプ19で昇圧され、再び低圧給水加熱器14に供給される。

40

【0026】

圧縮機1の吸気ダクトには水噴霧装置22を設け、噴霧用水23を噴霧水供給弁24を経て水噴霧器22に供給している。水噴霧装置22としては、一流体ノズル、二流体ノズルなどを複数個配置して構成可能である。なお、二流体ノズルの場合には噴霧用水のほかに圧縮空気源が必要であるが、この圧縮空気源としては圧縮機1からの抽気空気や別置き圧縮機からの空気を使用することができる。

【0027】

なお、噴霧用水の供給元は図示していないが、別に設けた給水系統から常温の純水を供給する方式、高圧給水加熱器11から分岐した高温高圧水を供給する方式など、種々の方式を採用可能である。また、圧縮機1への水噴霧位置は本実施例で示した圧縮機1の入口空

50

気に限られるものではなく、圧縮機 1 の中の圧縮過程の空気に水噴霧しても良い。

【0028】

さらに、本実施例における空気急冷用水噴霧系統は、以下のように構成している。

【0029】

空気急冷用水噴霧装置 25 は高温側の再生器 6 の空気出口に配置され、この空気急冷用水噴霧装置 25 は空気急冷用噴霧水供給弁 26 を介して蓄圧貯水槽 27 と配管で接続されている。蓄圧貯水槽 27 には噴霧用水が空気等のガスにより加圧された状態で蓄えられている。空気急冷用噴霧水供給弁 26 は通常運転時には閉じられている。負荷遮断等のガスタービンオーバースピードの恐れある事象が発生した場合には、空気急冷用噴霧水供給弁 26 が急速開されることにより、空気急冷用水噴霧装置 25 に噴霧用水が供給され、5 ~ 50 μm の微細水滴が圧縮空気中に噴霧される構成としている。

10

【0030】

上記実施例により、超高温蒸気過熱器を必要とすることなく、従来のガスタービンコンバインドサイクル発電方式より大幅に高い発電効率を達成できるのである。

【0031】

すなわち、再生式ガスタービンの再生器を少なくとも 2 つの高温側の再生器 6 及び低温側の再生器 7 で構成し、再生式ガスタービンからの排ガス流路（熱回収装置）の上流側に高温側の再生器 6 を、その高温側の再生器 6 の下流側に低温側の再生器 7 を、高温側の再生器 6 と低温側の再生器 7 の間の中間位置に蒸気タービンサイクルを構成する最も温度、圧力の高い再高圧蒸気過熱器 8 が置かれるように直列状に配置した構成を有している。

20

【0032】

高温側の再生器 6 及び再高圧蒸気過熱器 8 で高温のガスタービン排ガスから高温まで熱回収し、温度の低下したガスタービン排ガスで低温側の再生器 7 による燃焼用空気の予熱、さらには給水加熱及び蒸発を行うことにより、高温の燃焼用空気と高温の過熱蒸気を同時に得ることができる。これにより、発電効率の高い再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムを実現できる。

【0033】

なお、従来の再生式ガスタービンサイクル発電システムを詳細に検討した結果、ガスタービンの圧力比、燃焼温度、蒸気サイクルの蒸気条件などにより多少は変化するが、代表的な再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムでは従来のコンバインドサイクル発電システムより発生蒸気量が少なく、蒸気過熱器での回収熱量は再生器における回収熱量の 1 / 4 程度であることを見出した。そのため、蒸気過熱器を再生器よりガスタービン排ガス流路の上流側に配置してもガスタービン排ガスの温度低下は小さく、再生器出口の燃焼用空気を高温まで加熱することができることを見出し、このような試行・検討を重ねて本発明を完成させるに至ったのである。

30

【0034】

次に高い発電効率を達成する作用効果について、本実施例と従来技術とを比較して説明する。

【0035】

図 1 に示した従来の再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電方式、および、図 5 に示した本発明の再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電方式の発電効率と主なプロセス量について、合理的、かつ、主要構成機器の性能等を同一条件として解析した結果を、表 1 に比較して示す。

40

【0036】

【表 1】

表 1

項目	従来 再生CC (図1)	本発明 (水噴霧なし) (図5)	本発明 (水噴霧あり) (図5)
(1) 燃料 5 の供給量 (kg/s)	7.35	7.35	7.50
(2) 燃料 5 の発熱量 (MJ/kg)	49.32	49.32	49.32
(3) 空気 4 の流量 (kg/s)	425	425	425
(4) 水噴霧装置 22 の水噴霧量 (kg/s)	—	—	4.26
(5) 排ガス 21 の温度 (°C)	591	591	589
(6) 燃焼用空気 20 の温度 (°C) 流量 (kg/s)	560 379	560 379	560 383
(7) 高温側の再生器 6 の入口空気温度 (°C)	—	525	525
(8) 再高温蒸気過熱器 8 の入口排ガス温度 (°C) 高温蒸気過熱器 37 の入口排ガス温度 (°C)	— 453	562 —	560 —
(9) 蒸気タービン 16 の入口の高圧蒸気温度 (°C) 圧力 (MPa) 流量 (kg/s)	425 3.7 39.3	538 3.7 35.6	538 3.7 28.2
(10) 低温側の再生器 7 の入口排ガス温度 (°C)	—	540	539
(11) 低温側の再生器 7 の出口空気温度 (°C)	—	525	525
(12) 低温側の再生器 7 の入口空気温度 (°C) 再生器 36 の入口空気温度 (°C)	— 395	395 —	346 —
(13) 高圧蒸気過熱器 9 の入口排ガス温度 (°C) (低温側の再生器 7 の出口)	—	431	389
(14) 高圧蒸気過熱器 9 の出口蒸気温度 (°C)	—	410	372
(15) 高圧蒸気発生器 10 の入口排ガス温度 (°C)	413	399	367
(16) 低圧蒸気過熱器 12 の出口 蒸気温度 (°C) 圧力 (MPa) 流量 (kg/s)	195 0.17 15.5	199 0.17 16.7	206 0.17 19.4
(17) 高温側の再生器 6 の交換熱量 (MJ/s)	—	14.7	15.0
(18) 低温側の再生器 7 の交換熱量 (MJ/s)	—	54.0	75.1
(19) 再生器 36 の交換熱量 (MJ/s)	68.7	—	—
(20) 再高圧蒸気過熱器 8 の交換熱量 (MJ/s)	—	10.5	10.8
(21) 高圧蒸気過熱器 9 の交換熱量 (MJ/s)	—	15.7	9.9
(22) 高圧蒸気過熱器 37 の交換熱量 (MJ/s)	19.2	—	—
(23) 復水器 17 の廃棄熱量 (MW)	119	117	107
(24) 排ガス 28 の廃棄熱量 (MW)	35	35	36
(25) タービン 3 の軸出力 (MW)	326	326	331
(26) 圧縮機 1 の所要動力 (MW)	167	167	158
(27) ガスタービン発電量 (MW)	154	154	168
(28) 蒸気タービン発電量 (MW)	46	48	41
(29) 総合発電量 (MW)	200	202	209
(30) 総合発電効率 (%)	55.0	55.7	56.3

【 0 0 3 7 】

なお、表 1 には、本発明の従来再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電方式を「従来再生 C C」、本発明の再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電方式で水噴霧装置 22 を設けない場合を「本発明（水噴霧なし）」、水噴霧装置 22 を設けた場合を「本発明（水噴霧あり）」と表記している。

【 0 0 3 8 】

10

20

30

40

50

表 1 に示すように、燃焼用空気 20 の温度を 560 とした場合の蒸気タービン 16 入口の高圧蒸気温度は、従来再生 CC では 430 程度が上限となるのに対して本発明（水噴霧無し）では 538 程度まで高めることができる。そのため、蒸気タービンの効率が高まるので蒸気タービン発電量が増加しており、ガスタービン発電量と合わせた総合発電量が増加している。これにより、本発明（水噴霧なし）は従来再生 CC より高い発電効率を得られることがわかる。

【0039】

さらに表 1 に示すように、空気 4 の流量の約 1 重量 % の微細水滴を水噴霧装置 22 により噴霧した本発明（水噴霧あり）では、本発明（水噴霧なし）に比較して圧縮機 1 の所要動力が減少し、ガスタービン発電量が大きく増加している。本発明（水噴霧あり）では、図 3 を用いて後述するように再生器回収熱量の増加により蒸気タービンサイクルへの排ガス熱量が減少するため、蒸気タービンの発電量は本発明（水噴霧無し）より減少するが、それ以上にガスタービンの発電量が大きく、総合発電量は増加している。これにより、本発明（水噴霧あり）は従来再生 CC はもとより本発明（水噴霧なし）よりさらに高い発電効率を得られることがわかる。

【0040】

高い発電効率について、図 3 を引用してさらに詳しく述べる。

【0041】

図 3 は、本発明の再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムにおける水噴霧効果を説明するためのエネルギーフロー図を示すものである。このエネルギーフロー図は、ガスタービン、蒸気タービン、熱交換器などの代表的な性能を用いてシステム解析した結果に基づいている。

【0042】

図 4 中の数値は、低位発熱量（LHV）基準の燃料入熱を 100 とした場合の各部エネルギー割合を示しており、発電出力が発電効率に相当する。また、同図中の（ ）内の数値は水噴霧を行わない場合の各部エネルギー割合を示している。

（1）．図 3 に示すように、水噴霧した場合は圧縮機の間冷却効果により、圧縮機動力が低下する。

（2）．圧縮機出口の圧縮空気の熱エネルギーは、圧縮機動力が低下する効果と噴霧水の蒸発による潜熱ロスにより、水噴霧しない場合より大きく低下する。すなわち、圧縮機出口の空気温度が低下する。一方、この温度の低下した圧縮空気が再生器に導入されるので、圧縮空気によるガスタービン排ガスからの回収熱量が大幅に増加する。そのため、圧縮機出口の熱量と再生器での回収熱量の和である燃焼器に入る圧縮空気の熱量はほとんど変化せず、タービン入熱及びタービン動力も水噴霧しない時とほとんど同じとなる。

（3）．前記（1）により圧縮機動力は低下し、かつ、前記（2）によりタービン動力はほとんど変化しないため、水噴霧によりガスタービン（GT）出力は大幅に増加する。

（4）．一方、再生器回収熱量の増加により蒸気サイクルの熱源であるタービン排ガス熱量が減少するため、蒸気タービン出力は低下する。しかし、再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムでは従来のコンバインドサイクル発電システムに比べてガスタービン出力に対する蒸気タービン出力の割合が小さいため、蒸気タービン出力の低下量も小さい。

（5）．したがって、水噴霧によるガスタービン出力の増加量が蒸気タービン出力の低下量を上回り、プラント効率は向上する。

【0043】

次に負荷遮断時のガスタービンオーバースピードを抑制する作用効果について説明する。

【0044】

本発明（水噴霧なし）の通常運転時には、表 1 に示すようにタービン 3 の軸出力 326 MW のうち 167 MW は圧縮機 1 を駆動するために消費され、残りの 159 MW で発電機を回して 154 MW の電力を発生している。これにより、エネルギーバランスが保たれ、ガスタービン（タービン 3 と圧縮機 1）は定格回転数で回転している。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 5 】

負荷遮断が発生すると発電機の駆動に消費される動力がほぼゼロになり、そのまま放置すれば余った動力により回転数が急速に増加してオーバースピードに至り、破損する。シンプルサイクルのガスタービンでは負荷遮断の発生直後に燃料を絞れば、ガスタービン 3 への入熱は圧縮機 1 からの圧縮機空気だけとなる。そのため、ガスタービン 3 の軸動力 < 圧縮機 1 の消費動力となり、回転数は減少に向かう。

【 0 0 4 6 】

しかし、本発明で用いている再生式ガスタービンでは、圧縮空気が再生器を経由してガスタービンに供給されており、かつ、再生器は大きな熱容量を持っている。そのため、本実施例（水噴霧なし）の例では、負荷遮断の発生直後に燃料を遮断しても、熱容量の大きな再生器で加熱された 500 以上の高温の圧縮空気がガスタービンへ供給され、ガスタービン 3 で発生する軸動力が圧縮機 1 の消費動力を上回る状態が継続する。圧縮機 1 の消費動力を上回った動力（以下、余剰動力）によりガスタービンの回転数は上昇に向かい、そのまま放置すれば、オーバースピードに至る可能性がある。

10

【 0 0 4 7 】

これを防止するため本実施例では、負荷遮断の発生直後に燃料を絞る又は遮断すると同時に空気急冷用噴霧水供給弁 26 を開いて、高温側の再生器 6 の出口空気配管に設置した空気急冷水噴霧装置 25 から水量 12.5 kg/s の微細水滴を圧縮空気中に噴霧する。燃料を遮断した直後の高温再生器 6 出口の圧縮空気温度は約 547、流量は約 380 kg/s である。

20

【 0 0 4 8 】

噴霧された水量 12.5 kg/s の微細水滴は上記の圧縮空気の熱を奪ってその全量が蒸発し、蒸気と圧縮空気の混合気体の温度を約 447 に下げ、その流量は 392.5 kg/s に増加する。この温度の低下した混合気体によりタービン 3 は駆動されるが、その軸出力は圧縮機 1 の消費動力と程度にまで低下する。そのため、ガスタービンの回転数が上昇することはなく、ガスタービンのオーバースピードを防止することができる。

【 0 0 4 9 】

また、燃料の遮断及び空気急冷水噴霧によりタービン 3 の排ガス 21 の温度は 130 ~ 140 程度まで低下するので、この排ガス 21 によって高温再生器 6 は冷却され、高温再生器 6 出口の圧縮空気の温度も徐々に低下する。したがって、噴霧する水量は負荷遮断直後から徐々に減少させてよい。

30

【 0 0 5 0 】

次に図 5 に示される他の実施例について説明する。

【 0 0 5 1 】

図 4 に示す実施例と共通するところは、共通の符号を付して説明を省略し、異なるところを主に説明する。

【 0 0 5 2 】

すなわち、タービン 3 からの排ガス流路の最上流部に、高温側の再生器 6 と再高圧蒸気過熱器 8 を並列に配置している。この高温側の再生器 6 と再高圧蒸気過熱器 8 を出た排ガスを合流させ、その合流後の排ガス流路に、低温側の再生器 7、高圧蒸気過熱器 9、高圧蒸気発生器 10、高圧給水加熱器 11、低圧蒸気過熱器 12、低圧蒸気発生器 13、低圧給水加熱器 14 の順で直列に熱交換器類を配置している。

40

【 0 0 5 3 】

このように配置することにより、高温側の再生器 6 の圧縮空気及び再高圧蒸気過熱器 8 の蒸気は、タービン 3 からの高温の排ガス 21 で最初に加熱されるので、高い温度の燃焼用空気 20 及び高い温度の高圧蒸気を得ることができる。

【 0 0 5 4 】

したがって、図 4 に示す実施例と同様に、高い発電効率を得ることが可能となる。

【 0 0 5 5 】

【 発明の効果 】

50

以上説明したように本発明によれば、超高温蒸気過熱器を用いることなく、発電効率の高い再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムを実現できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】従来例の再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムのシステム構成図。

【図 2】従来例の再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムのシステム構成図。

【図 3】本発明の実施例に係る再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムのエネルギーフロー説明図。

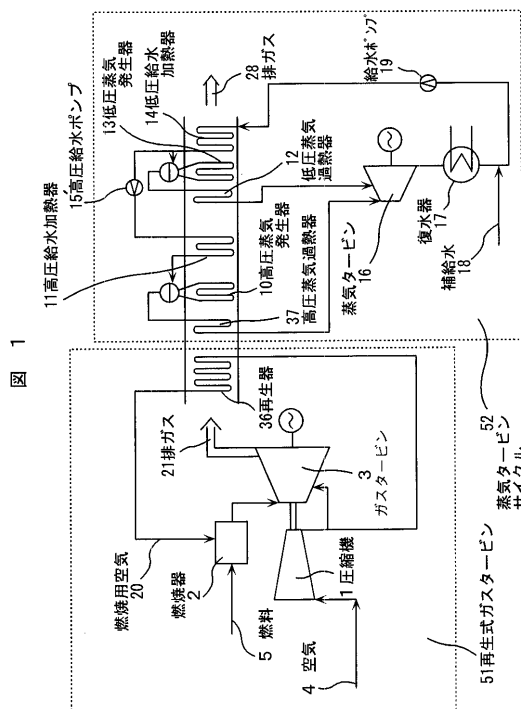
【図 4】本発明の実施例に係る再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムのシステム構成図。

【図 5】本発明の他の実施例に係る再生式ガスタービンコンバインドサイクル発電システムのシステム構成図。

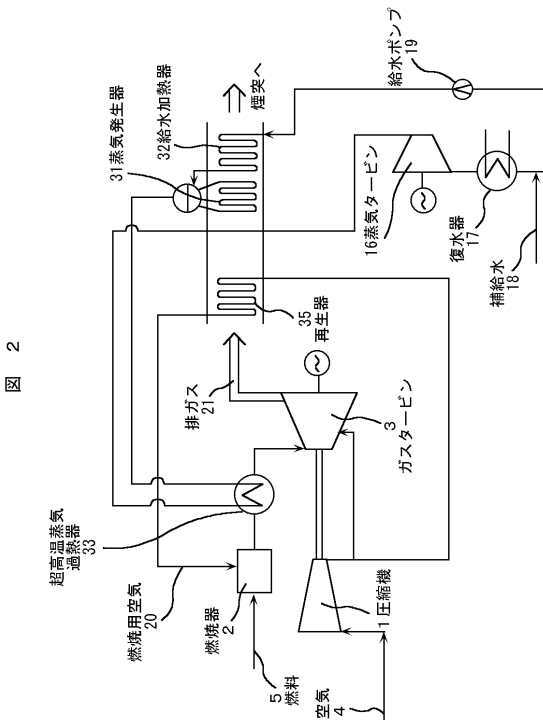
【符号の説明】

1 ... 圧縮機、2 ... 燃焼器、3 ... タービン、4 ... 空気、5 ... 燃料、6 ... 高温側の再生器、7 ... 低温側の再生器、8 ... 再高温蒸気過熱器、9 ... 高温蒸気過熱器、10 ... 高圧蒸気発生器、11 ... 高圧給水過熱器、12 ... 低圧蒸気過熱器、13 ... 低圧蒸気発生器、14 ... 低圧給水過熱器、15 ... 高圧給水ポンプ、16 ... 蒸気タービン、17 ... 復水器、18 ... 補給水、19 ... 給水ポンプ、20 ... 燃焼用空気、21 ... 排ガス、22 ... 水噴霧装置、23 ... 噴霧用水、24 ... 噴霧水供給弁、25 ... 空気急冷用水噴霧装置、26 ... 空気急冷用噴霧水供給弁、27 ... 蓄圧貯水槽、28 ... 排ガス、31 ... 蒸気発生器、32 ... 給水加熱器、33 ... 超高温蒸気過熱器、36 ... 再生器、37 ... 高圧蒸気過熱器、51 ... 再生式ガスタービン、52 ... 蒸気タービンサイクル。

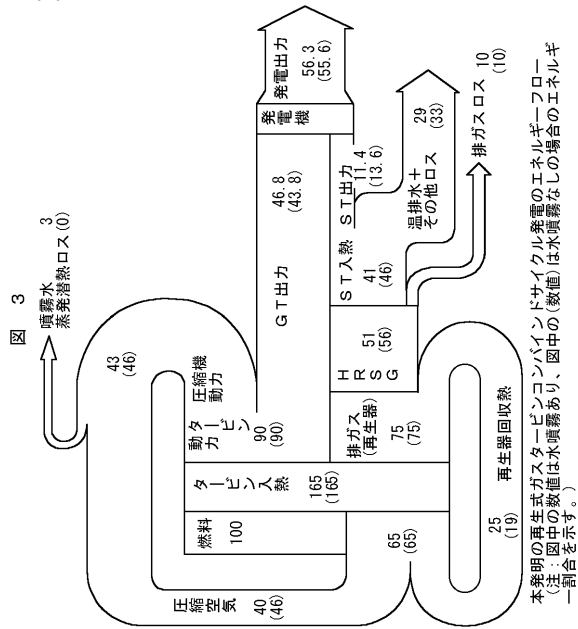
【図 1】



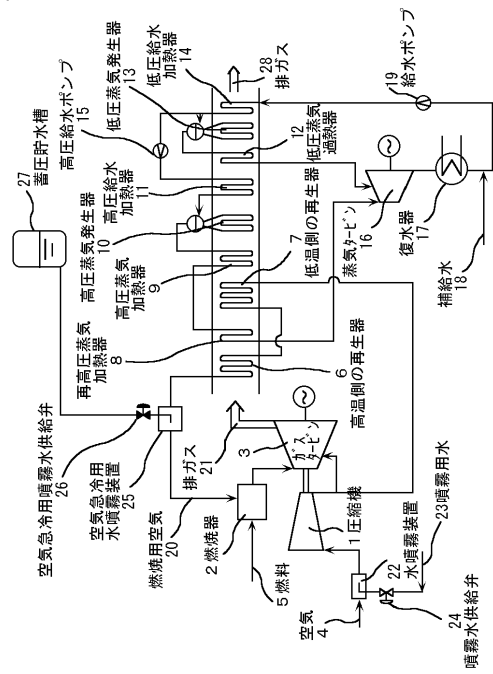
【図 2】



【図 3】

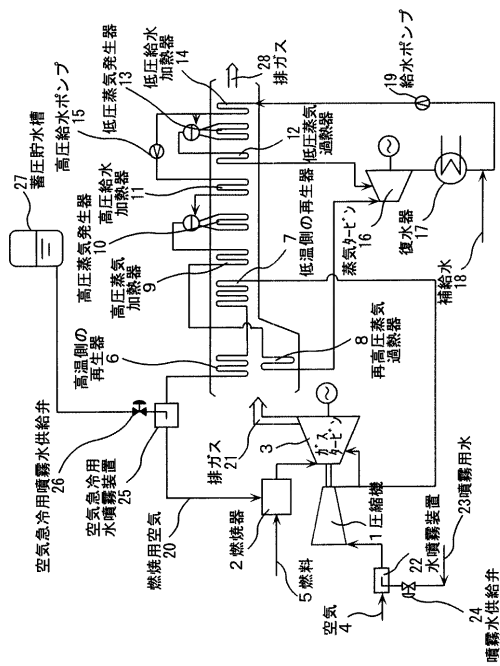


【図 4】



【図 5】

図 5



フロントページの続き

審査官 藤原 直欣

- (56)参考文献 特開平08-189310(JP,A)
特開2000-291445(JP,A)
特開2000-186569(JP,A)
実公昭45-012641(JP,Y1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F01K 23/10
F01D 21/00
F02C 1/00-9/58
F23R 3/00-7/00