

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5143060号  
(P5143060)

(45) 発行日 平成25年2月13日 (2013. 2. 13)

(24) 登録日 平成24年11月30日 (2012. 11. 30)

(51) Int. Cl.

F I

F O 2 C 3/10 (2006. 01)

F O 2 C 3/10 5 O 1

F O 2 C 3/28 (2006. 01)

F O 2 C 3/28

F O 2 C 3/30 (2006. 01)

F O 2 C 3/30 C

F O 2 C 7/08 (2006. 01)

F O 2 C 3/30 D

F O 2 C 7/18 (2006. 01)

F O 2 C 7/08 B

請求項の数 10 (全 18 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2009-57278 (P2009-57278)  
 (22) 出願日 平成21年3月11日 (2009. 3. 11)  
 (65) 公開番号 特開2010-209808 (P2010-209808A)  
 (43) 公開日 平成22年9月24日 (2010. 9. 24)  
 審査請求日 平成23年1月17日 (2011. 1. 17)  
 審判番号 不服2011-24708 (P2011-24708/J1)  
 審判請求日 平成23年11月16日 (2011. 11. 16)

(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 100100310  
 弁理士 井上 学  
 (72) 発明者 高橋 康雄  
 茨城県日立市大みか町七丁目2番1号  
 株式会社 日立製作  
 所 エネルギー・環境システム研究所内  
 (72) 発明者 小金沢 知己  
 茨城県日立市大みか町七丁目2番1号  
 株式会社 日立製作  
 所 エネルギー・環境システム研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 2軸ガスタービン

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

空気を圧縮する圧縮機と、  
 該圧縮機で圧縮された空気を含む作動流体に水分を添加して作動流体の流量を増加させる加湿装置と、

該加湿装置で加湿された作動流体と燃料とを燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、  
 該圧縮機と同軸に接続され、該燃焼器で生成された燃焼ガスにより駆動する高圧タービンと、

負荷機器と連結され、前記高圧タービンからの排ガスにより駆動する低圧タービンと、  
 前記加湿装置で流量が増加した作動流体と該低圧タービンを駆動した排ガスとを熱交換させる再生熱交換器とを備え、

該高圧タービンと該低圧タービンとをそれぞれ独立した軸構造とした、2軸ガスタービンの運転方法において、

前記加湿装置で水分を添加することにより前記高圧タービンを駆動する作動流体の流量が増加し、前記圧縮機の回転数が定格回転数と比べて過回転となる場合に、

前記流量が増加した作動流体の一部を、前記燃焼器に流入させる前に分岐させ、前記圧縮機の回転数が定格回転数となるよう分岐流量を調節しつつ、冷却媒体として利用することを特徴とする2軸ガスタービンの運転方法。

【請求項 2】

空気を圧縮する圧縮機と、

該圧縮機で圧縮された空気を含む作動流体に水分を添加して作動流体の流量を増加させる加湿装置と、

該加湿装置で流量が増加した作動流体と燃料とを燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、

該圧縮機と同軸に接続され、該燃焼器で生成された燃焼ガスにより駆動する高圧タービンと、

負荷機器と連結され、前記高圧タービンからの排ガスにより駆動する低圧タービンと、  
前記加湿装置で流量が増加した作動流体と該低圧タービンを駆動した排ガスとを熱交換させる再生熱交換器とを備え、

該高圧タービンと該低圧タービンとをそれぞれ独立した軸構造とした２軸ガスタービンにおいて、

前記加湿装置で水分を添加することにより高圧タービンを駆動する作動流体の流量が増加し、前記圧縮機の回転数が定格回転数と比べて過回転となる場合に、前記加湿装置で流量を増加された作動流体の一部を、該燃焼器に供給される前に分岐してタービンの被冷却部に導く第一の分岐流路と、

該第一の分岐流路を流れる作動流体の流量を、前記圧縮機が定格回転数となるように調節する流量調節機構とを備えたことを特徴とする２軸ガスタービン。

【請求項３】

請求項２に記載の２軸ガスタービンにおいて、

該加湿装置で流量が増加した作動流体を、前記第一の分岐流路より下流側で、かつ該再生熱交換器に流入する前に分岐する第二の分岐流路を有し、

該タービン被冷却部に流入する前に、該第一の分岐流路と該第二の分岐流路からの流体を混合させる冷媒混合器とを有することを特徴とする２軸ガスタービン。

【請求項４】

請求項２乃至３のいずれか１項に記載の２軸ガスタービンにおいて、

該タービン被冷却部とは、該高圧タービンの翼であることを特徴とする２軸ガスタービン。

【請求項５】

請求項２乃至４のいずれか１項に記載の２軸ガスタービンにおいて、

該圧縮機と高圧タービンと同軸で該圧縮機側に、負荷を有することを特徴とする２軸ガスタービン。

【請求項６】

請求項２に記載の２軸ガスタービンにおいて、

該燃焼器に供給される燃料の流量に基づいて該流量調節機構を制御する制御装置を備えたことを特徴とする２軸ガスタービン。

【請求項７】

請求項３に記載の２軸ガスタービンにおいて、

高圧タービンの回転体の高温部に流体を供給する第一の冷媒混合器と、高圧タービンの静止体の高温部に流体を供給する第二の冷媒混合器とを有することを特徴とする２軸ガスタービン。

【請求項８】

空気を圧縮する圧縮機と、

該圧縮機で圧縮された空気を含む作動流体と燃料とを燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、

該燃焼器に蒸気を供給して前記作動流体の流量を増加させる蒸気注入手段と、

該圧縮機と同軸に接続され、該燃焼器で生成された燃焼ガスにより駆動する高圧タービンと、

負荷機器と連結され、該高圧タービンからの排ガスにより駆動する低圧タービンとを備え、

該高圧タービンと該低圧タービンとをそれぞれ独立した軸構造とした２軸ガスタービン

10

20

30

40

50

において、

前記蒸気注入手段により作動流体の流量が増加し、前記圧縮機の回転数が定格回転数と比べて過回転となる場合に、該蒸気注入手段から該燃焼器に供給される蒸気の一部を、該燃焼器に供給される前に分岐してタービンの被冷却部に導く分岐流路と、

該分岐流路を流れる作動流体の流量を前記圧縮機が定格回転数となるよう調節する流量調節機構とを備えたことを特徴とする２軸ガスタービン。

【請求項 9】

空気を圧縮する圧縮機と、

空気を酸素と窒素に分解する空気分離器と、

該空気分離器で分離された酸素と石炭とから石炭ガス化ガスを生成するガス化炉と、

該ガス化炉で生成された石炭ガス化ガスと該圧縮機で圧縮された空気とを燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、

該空気分離器で生成された窒素を該燃焼器に注入して作動流体の流量を増加させる窒素注入経路と、

該圧縮機と同軸に接続され、該燃焼器で生成された燃焼ガスにより駆動する高圧タービンと、

負荷機器と連結され、該高圧タービンからの排ガスにより駆動する低圧タービンとを備え、

該高圧タービンと該低圧タービンとをそれぞれ独立した軸構造とした２軸ガスタービンにおいて、

前記高圧タービンを駆動する作動流体の流量が増加し、前記圧縮機の回転数が定格回転数と比べて過回転となる場合に、該窒素注入経路を流れる窒素の一部を分岐してタービンの被冷却部に導く分岐流路と、

該分岐流路を流れる作動流体の流量を前記圧縮機が定格回転数となるよう調節する流量調節機構とを備えたことを特徴とする２軸ガスタービン。

【請求項 10】

空気を圧縮する圧縮機と、

該圧縮機で圧縮された空気と燃料とを燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、

該圧縮機と同軸に接続され、該燃焼器で生成された燃焼ガスにより駆動する高圧タービンと、

負荷機器と連結され、該高圧タービンからの排ガスにより駆動する低圧タービンとを備え、

該高圧タービンと該低圧タービンとをそれぞれ独立した軸構造とした２軸ガスタービンにおいて、

該燃料は低カロリーガスであり、

該低カロリーガスを燃料として供給することにより前記高圧タービンを駆動する作動流体の流量が増加し、前記圧縮機の回転数が定格回転数と比べて過回転となる場合に、該圧縮機で圧縮された空気の一部を、該燃焼器に供給される前に分岐してタービンの被冷却部に導く分岐流路と、

該分岐流路を流れる作動流体の流量を前記圧縮機の回転数が定格回転数となるよう調節する流量調節機構とを備えたことを特徴とする２軸ガスタービン。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、圧縮機駆動用高圧タービンと出力用低圧タービンが別軸に構成されており、シンプルサイクルに比べて燃焼器に流入する流体の流量が増加するガスタービンシステム、例えば高湿分空気利用システム、蒸気注入システム、窒素注入システム、低カロリー燃料燃焼システムなどに適用した２軸ガスタービンに関する。

【背景技術】

【0002】

10

20

30

40

50

圧縮機を駆動する高圧タービンと、発電機やポンプ等を駆動する低圧タービンが別軸構成となっている２軸ガスタービンが、例えば特許文献１に公開されている。

【０００３】

２軸ガスタービンは、ポンプやスクリュウ圧縮機などの被駆動機の回転数が低い場合でも、圧縮機と高圧タービンを高速回転させることが可能となるため、低圧タービンの低回転数域でのトルクを大きくすることができる。そのため、２軸ガスタービンはポンプやスクリュウ圧縮機などの機械駆動用として用いられるが、低圧タービンで発電機を駆動する発電用として用いることも可能であり、減速機なしで使用する場合には、圧縮機を高速回転させることで高効率化が図れる利点がある。また、減速機を使用する場合でも、減速比を小さくできるため、コスト低減、効率向上に利点がある。

10

【０００４】

一方、ガスタービン作動流体（たとえば空気）に水分を添加して加湿し、この加湿空気によってガスタービン排ガスの持つ熱エネルギーを回収することで、出力および効率の向上を図る高湿分利用ガスタービンシステムが特許文献２に公開されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【０００５】

【特許文献１】特開平５－１８２７１号公報

【特許文献２】ＷＯ００／２５００９号公報

【発明の概要】

20

【発明が解決しようとする課題】

【０００６】

高湿分利用ガスタービンシステムは、圧縮機出口の高圧空気中に加湿することによりタービン出力を増加させるものであるが、２軸ガスタービンに適用すると圧縮機を駆動する高圧タービンの出力が大きくなり、そのままでは圧縮機を過大回転させることになる。圧縮機の過大回転は、圧縮機および高圧タービンの翼共振および軸振動と共振して回転部品の破損を招く可能性があり好ましくない。

【０００７】

上述した圧縮機の過大回転の防止として、燃料流量を減少させて圧縮機の回転数を所定の値に制御する方法が考えられるが、タービン入口温度の低下によりガスタービンの効率が低下し、高湿分利用システムによる効率向上効果が削減されてしまう。

30

【０００８】

また、上述した圧縮機の過大回転の防止として、圧縮機出口の高圧空気の一部を大気中に放風して圧縮機を駆動する高圧タービンの出力増加を抑制する方法があるが、圧縮動力を費やした高圧空気を大気へ放出する分ガスタービンシステムの効率低下につながる。この圧縮機で昇圧した作動流体は、効率向上の点からタービン上流側に導入してタービン膨張仕事に利用することが望ましい。

【０００９】

さらに、圧縮機の過大回転を防止する策として、湿分添加時に高圧タービンと低圧タービンの負荷配分が最適となるように、予め設定しておく方法も考えられる。しかし、起動時など湿分を添加していないときには、逆に高圧タービンの出力が圧縮機駆動に必要な動力よりも小さいため、圧縮機が過小回転となる。圧縮機の過小回転は、過大回転の場合と同様、圧縮機および高圧タービンの翼振動および軸振動と共振して回転部品の破損につながることに加え、回転数一定制御のガスタービンでは燃料流量が増加することによる圧力比の増加と作動流体の流量の減少、圧縮効率の低下で圧縮機がサージングを引き起こす可能性があるため好ましくない。

40

【００１０】

本発明の目的は、高圧タービンを駆動する作動流体の流量の増加により、圧縮機の回転数が定格回転数と比べて過回転となる２軸ガスタービンにおいて、ガスタービンの効率を損ねることなく、圧縮機駆動力と高圧タービン出力をバランスさせて信頼性を高めた２軸

50

ガスタービンを提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0011】

上記目的を達成するために、本発明の2軸ガスタービンは、空気を圧縮する圧縮機と、該圧縮機で圧縮された空気と燃料とを燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、該圧縮機と同軸に接続され、該燃焼器で生成された燃焼ガスにより駆動する高圧タービンと、該高圧タービンからの排ガスにより駆動する低圧タービンとを備え、該高圧タービンと該低圧タービンとをそれぞれ独立した軸構造とした、2軸ガスタービンの運転方法において、前記高圧タービンを駆動する作動流体の流量の増加により、前記圧縮機の回転数が定格回転数と比べて過回転となる場合に、タービンを駆動する作動流体の一部を、燃焼器に流入させる前に分岐させ、圧縮機の回転数が、定格回転数となるよう分岐流量を調節しつつ、冷却媒体として利用する。

10

【発明の効果】

【0012】

本発明によれば、高圧タービンを駆動する作動流体の流量の増加により、圧縮機の回転数が定格回転数と比べて過回転となる2軸ガスタービンにおいて、ガスタービンの効率を損ねることなく、圧縮機駆動力と高圧タービン出力をバランスさせて信頼性を高めた2軸ガスタービンを提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【0013】

20

【図1】本発明の実施例1である高湿分利用ガスタービンのシステム構成図。

【図2】本発明の実施例2である高湿分利用ガスタービンのシステム構成図。

【図3】本発明の実施例3である高湿分利用ガスタービンのシステム構成図。

【図4】本発明の実施例4である高湿分利用ガスタービンのシステム構成図。

【図5】比較例である高湿分利用2軸ガスタービンのシステム構成図。

【図6】本発明の実施例5である2軸ガスタービンのシステム構成図。

【図7】本発明の実施例6である2軸ガスタービンのシステム構成図。

【図8】本発明の実施例7である2軸ガスタービンのシステム構成図。

【発明を実施するための形態】

【0014】

30

本発明は特に、定格運転時の燃焼温度をシンプルサイクルにおける定格燃焼温度とすると、圧縮機の回転数が定格回転数と比べて過回転となる2軸ガスタービンに関するものである。以下各実施例にて説明するが、例えば、加湿により作動流体である空気が加湿されて作動流体の流量が増える高湿分利用ガスタービンや、余剰蒸気や窒素を燃焼器や作動媒体に注入するガスタービン、通常用いられる天然ガスよりも発熱量が少ない低カロリーガス焼きガスタービンなどがこれに相当する。

【実施例1】

【0015】

図1を用いて、本発明の実施例1である2軸ガスタービンを適用した高湿分利用ガスタービンシステムについて説明する。図1は本発明の実施例である高湿分利用2軸ガスタービンの全体構成を示すシステム構成図である。

40

【0016】

発電用の高湿分利用ガスタービンは、圧縮機1、燃焼器2、高圧タービン3H、低圧タービン3L、加湿装置5、再生熱交換器6から構成され、低圧タービン3Lの出力により発電機7を回転させて発電する。圧縮機1と高圧タービン3Hは同一軸20Hで連結され、その回転数は等しい。低圧タービン3Lと発電機7も同一軸20Lで連結され、その回転数は等しい。あるいは、低圧タービン3Lと発電機7は図示されていない減速機を介して連結されていても良く、その場合は低圧タービンの回転数は発電機の回転数に対し、減速機の持つ減速比分だけ大きくなる。高圧タービン側と低圧タービン側の軸20H、20Lは連結されていない。そのため、圧縮機1の回転数と低圧タービン3Lの回転数は自由

50

に設定でき、それぞれの回転数が異なっても運転可能である。

【 0 0 1 7 】

このような 2 軸ガスタービン、被駆動機の回転数が低い場合でも圧縮機 1 と高圧タービン 3 H を高速回転させられるため、低圧タービン 3 L の低回転数域でのトルクを大きくすることができる。そのため発電用だけでなく、ポンプやスクリー圧縮機などの駆動にも広く用いることができる。

【 0 0 1 8 】

次に、実施例 1 である高湿分利用ガスタービンの作動流体の流れについて説明する。大気空気 1 0 0 が圧縮機 1 で圧縮される。圧縮機 1 で生成された高圧空気 1 0 1 は圧縮機 1 のガスパス出口から全流量抽気される。圧縮機 1 のガスパス出口から抽気された高圧空気 1 0 1 は冷却器 4 で冷却される。冷却器 4 で冷却された高圧空気 1 0 2 は、冷却器 4 で加熱された水 3 0 3 と、給水加熱器 2 2 で加熱された水 3 0 5 とを用いて加湿装置 5 で加湿される。加湿装置 5 で加湿された湿分空気 1 0 3 の大部分は再生熱交換器 6 に供給される。湿分空気 1 0 3 の一部は、高圧タービン 3 H の高温部冷却用の冷媒の流路 1 1 0 に設けられた冷媒混合器 4 1 , 4 2 に供給される。

10

【 0 0 1 9 】

再生熱交換器 6 に供給された湿分空気 1 0 3 は、低圧タービン 3 L からの排気ガス 1 0 7 との熱交換により過熱され高温湿分空気 1 0 4 となる。そして、再生熱交換器 6 において過熱された高温湿分空気 1 0 4 の大部分は、湿分空気として燃焼器 2 に供給される。

【 0 0 2 0 】

20

一方、冷媒混合器 4 1 , 4 2 は、加湿装置 5 で加湿された湿分空気の一部と、再生熱交換器 6 で過熱された高温湿分空気の一部とを混合し、高圧タービン 3 H の高温部の冷却に最適な冷媒を生成する。燃焼器 2 に供給された高温湿分空気 1 0 4 は、燃焼器 2 で燃料と混合燃焼する。そして、燃焼器 2 で生成された燃焼ガス 1 0 5 は高圧タービン 3 H に供給され、高圧タービン 3 H を回転駆動させる。高圧タービン 3 H 内のガスパスでは、高圧タービン 3 H に供給される燃焼ガスと、高圧タービンの高温部を冷却した、流路 1 1 2 , 1 1 3 を流れた冷却空気とが合流する。合流した冷却空気は燃焼ガスと共に高圧タービンから排気ガス 1 0 6 として排出される。

【 0 0 2 1 】

そして、高圧タービン 3 H を出た高圧のタービン排気ガス 1 0 6 は、低圧タービン 3 L へ供給され低圧タービン 3 L で再膨張して低圧のタービン排気ガス 1 0 7 となる。低圧タービン排気ガス 1 0 7 は再生熱交換器 6 で熱回収された後、給水加熱器 2 2 , 排ガス再過熱器 2 3 , 水回収装置 2 4 を経て、排気ガス 1 0 9 として排気塔 2 5 から排気される。

30

【 0 0 2 2 】

高湿分利用ガスタービンサイクルの効率向上効果を排気ガスの側から見ると、再生熱交換器 6 および給水加熱器 2 2 で熱エネルギーが回収された結果、効率が向上し、排気塔 2 5 から排気される熱エネルギーが減って排気ガスの温度は低くなる。

【 0 0 2 3 】

高圧タービン 3 H で得られた駆動力は高圧タービン 3 H と圧縮機 1 の連結軸 2 0 H を通じて圧縮機 1 に伝えられ、空気の加圧に用いられる。また、低圧タービン 3 L で得られた駆動力は低圧タービン 3 L と発電機 7 との連結軸 2 0 L を通じて発電機 7 に伝えられ、発電機 7 で駆動力を電氣的エネルギーに変換する。低圧タービン 3 L によって駆動される負荷機器は、ポンプやスクリー圧縮機など、発電機以外の機械であっても良い。

40

【 0 0 2 4 】

次に、水の循環系統について説明する。水回収装置 2 4 は、排ガス再加熱器 2 3 から排出された排ガスを冷却水で冷却し、湿分を凝縮させて水分を回収する。水回収装置 2 4 から排出された水 3 0 1 は再び冷却器 2 1 へ供給されるとともに、水処理装置 2 6 にも供給される。水処理装置 2 6 より処理された水 3 0 2 は、圧縮機 1 から抽気された高圧空気 1 0 1 を冷却する冷却器 4 に供給される。冷却器 4 に供給された水は冷却器で加熱され、加熱された水 3 0 3 が加湿装置 5 に供給される。この加湿装置 5 では、冷却器から供給され

50

た高圧空気 102 に加湿するために水を使用し、使用後の水は再び冷却器に供給されるとともに、給水加熱器 22 にも供給される。給水加熱器 22 では、再生熱交換器 6 で熱回収した後の排気ガス 108 を熱源として加湿装置 5 から排出された給水循環系の水 304 を加熱して加熱水 305 を生成する。この加熱水 305 を加湿装置 5 に供給する。このように加湿装置には、冷却器 4 からだけではなく給水加熱器 22 から加熱された水が加湿装置に供給されている。

〔比較例〕

【0025】

ここで、図 5 を用いて、比較例である高湿分利用 2 軸ガスタービンシステムについて説明する。図 5 はシンプルサイクルの 2 軸ガスタービンに高湿分利用ガスタービンシステムを適用した場合のシステム構成図である。

10

【0026】

図 1 と共通する再生熱交換器 6 よりも下流の排気ガス系統図は省略してある。まず、加湿装置 5 に供給される水分流量がゼロの場合について説明する。このケースは再生サイクルに相当する。圧縮機 1 と高圧タービン 3 H の間での作動流体の流量バランスは、2 軸ガスタービンのシンプルサイクルの場合と同じである。その動力バランスもシンプルサイクルと同等である。この場合、定格回転数かつ定格燃焼温度の条件で、圧縮機 1 と高圧タービン 3 H の動力がバランスするように設計されている。そして、高圧タービン 3 H の高温部の冷却空気 401, 402 は、圧縮機 1 の中間段から抽気され、配管を介して高圧タービン 3 H 側へ供給される。このときの圧縮機 1 の抽気段は、圧縮機側とタービン側の差圧分に対応可能な程度に高圧の空気を確保できるように設定されている。

20

【0027】

この状態から、加湿装置 5 に供給される水分流量が高湿分利用ガスタービンシステムにおける所定の流量まで増加した場合、湿分添加により流量が増加した作動流量の全量は燃焼器 2 へ供給され、燃焼して燃焼ガスとなり高圧タービン 3 H を駆動する。この場合、シンプルサイクルと比較して高圧タービン 3 H の出力が増大して圧縮機 1 が過回転になる。圧縮機 1 の過大回転は、圧縮機 1 および高圧タービン 3 H の翼共振および軸振動と共振して回転部品の破損を招く可能性があり好ましくない。

【0028】

湿分添加による圧縮機 1 の過回転を抑制するために、燃焼器 2 に供給する燃料流量 200 を少なくする方法がある。しかし、燃料流量の低減は定格燃焼温度よりも低い燃焼温度で圧縮機 1 と高圧タービン 3 H の動力をバランスさせることになり、ガスタービンの効率が低下してしまう。そうすると 2 軸ガスタービンを用いて高湿分利用ガスタービンシステムを構成しても、期待される効率向上効果を得ることができない。

30

【0029】

また、上述した圧縮機 1 の過大回転の防止策として、圧縮機出口の高圧空気の一部を大気中に放風して圧縮機 1 を駆動する高圧タービン 3 H の出力増加を抑制する方法がある。しかし圧縮動力を費やした高圧空気を大気へ放出する分、ガスタービンシステムの効率低下につながる。更に、加湿装置 5 へ供給する高圧空気の流量、および再生熱交換器 6 へ供給される湿分空気流量も低減してしまう。その結果、再生熱交換器 6 で低圧タービンの排気ガス 107 との熱交換量も低下し、高湿分利用ガスタービンシステムで期待される効率向上効果が小さくなってしまふ。このように効率向上の点から考えると、圧縮機 1 で昇圧した作動流体は低圧タービンの排熱を回収した後、高圧タービンの上流側に導入してタービン膨張仕事に利用することが望ましいといえる。

40

【0030】

さらに、上述した圧縮機の過大回転の防止として、湿分添加時に高圧タービン 3 H と低圧タービン 3 L の負荷配分が最適となるように、予め設定しておく方法も考えられる。しかし、起動時など湿分を作動流体中に添加していないときには、逆に高圧タービン 3 H の出力が圧縮機駆動に必要な動力よりも小さくなってしまい、圧縮機 1 が過小回転となる。圧縮機 1 の過小回転は、過大回転の場合と同様、圧縮機 1 および高圧タービン 3 H の翼振

50

動および軸振動と共振して回転部品の損傷を招く虞がある。それに加え、回転数一定制御のガスタービンでは、燃料流量が増加することによる圧力比の増加と作動流体の流量の減少、圧縮効率の低下で、圧縮機１がサージングを引き起こす可能性があるため好ましくない。サージングとは、圧力比を上げていくと、ある圧力比において急に強い音響を伴う圧力と流れの激しい脈動と機械の振動を引き起こし、運転が不安定になる現象である。

【００３１】

また、高湿分利用ガスタービンシステムを適用した２軸ガスタービンは、シンプルサイクル用に設計された２軸ガスタービンに対してタービン入口温度が相違する。そのため、両者の構成機器、特に高温部品であるタービン翼は高湿分利用ガスタービン専用とせざるを得ず、シンプルサイクル用のタービン翼と共通化できない。

10

【００３２】

次に、実施例１であるガスタービンの、特徴的な部分について説明する。まず、加湿装置５から再生熱交換器６へ供給される湿分空気１０３の一部を、分岐流路１１０を介して高压タービン３Ｈの高温部の冷却空気として利用する場合を考える。

【００３３】

この場合、高压タービン３Ｈの高温部の冷却空気として、加湿装置出口の湿分空気１０３の一部を利用する。圧縮機１の中間段から抽気した空気を利用するのではないため、圧縮機１で吸気した大気空気の全流量が昇圧され、圧縮機１の駆動力は増加する。この駆動力と高压タービン３Ｈの出力をバランスさせるために、再生熱交換器６から燃焼器２へ供給される湿分空気１０４の一部を分岐流路によって分岐させ、分岐流路に設けられた流量調節機構３２の制御を行う。高温湿分空気１０４を流れる作動流体のうち、この制御された分岐流量分が、冷却空気として利用される。高温湿分空気は分岐流路１１１を通じて、高压タービン３Ｈの高温部の冷却媒体流路に設けられた冷媒混合器４１、４２に導入される。

20

【００３４】

本実施例のガスタービンはこのように、定格運転時の燃焼温度をシンプルサイクルにおける定格燃焼温度とすると、圧縮機１の回転数が定格回転数と比べて過回転となる場合に、高压タービン３Ｈを駆動する作動流体である高温湿分空気１０４の一部を、ガスパスに流入させる前に分岐させ、高压タービン３Ｈの翼などの高温部冷却用の冷却媒体として利用するよう構成している。具体的には、圧縮機１で圧縮された圧縮空気を含む作動流体の質量流量を増加させる質量増加手段である加湿装置５を有し、加湿装置５で流量を増加された作動流体である高温湿分空気１０４を、燃焼器２の手前で流路１１１に分岐している。

30

【００３５】

このような構成とすることで、圧縮機１の駆動力と高压タービン３Ｈの出力をバランスさせ、かつ燃焼温度も定格温度に保持することが可能となる。そのため、ガスタービンの効率を高くすることができる。また、加湿装置５から高压タービン３Ｈへ供給される流路１１０を流れる冷却空気、および再生熱交換器６から分岐して冷媒混合器４１、４２に導入される流路１１１を流れる高温湿分空気が高压タービンの高温部を冷却する。冷却媒体は高压タービン３Ｈのガスパス中で燃焼ガス１０５と混合されるため、高温部冷却後も保有し続ける圧力エネルギーは、最終的に低压タービン３Ｌの膨張仕事で回収される。そのため、例えば圧縮機駆動力と高压タービン３Ｈをバランスさせるために、圧縮機１の吐出空気の一部を大気中へ放風する場合に比べて、圧縮機１で大気の圧縮に費やした圧縮動力を無駄にすることなく有効利用できる。

40

【００３６】

そして、本実施例のように構成することで、２軸ガスタービンに高湿分利用ガスタービンシステムを適用した場合でも、圧縮機１の過大回転や過小回転を抑制しつつ、圧縮機駆動力と高压タービン出力をバランスさせて２軸ガスタービンを安定に運転することができる。そして、回転部品の翼振動および軸振動に対する信頼性を高め、部品寿命を長くすることもできる。

50



## 【 0 0 3 7 】

また、タービン入口温度はシンプルサイクルで想定した温度に保持できるため、高湿分利用ガスタービンシステムを適用することによるガスタービンの効率向上効果を２軸ガスタービンでも享受可能となる。

## 【 0 0 3 8 】

さらに、高圧タービン３Ｈの高温部の冷却に高湿分空気を利用しているため、翼表面のメタル温度の制限値に余裕ができて、高温部品であるタービン翼の信頼性を確保できる。場合によっては、高級材料を用いたタービン翼を用いる必要がなくなるため、コストダウンも期待できる。湿分空気は通常の空気に比べて熱伝達率が大きく、冷却性能が向上するからである。

10

## 【 0 0 3 9 】

そして、加湿装置５からの湿分空気１０３を直接タービン翼冷却に適用しないで、再生熱交換器６から燃焼器２へ供給される高温湿分空気の一部と冷媒混合器４１，４２で混合している。すなわち、タービン被冷却部である高圧タービン３Ｈに流入する前に、第一の分岐流路である流路１１１と第二の分岐流路である流路１１０からの流体を混合させる冷媒混合器４１，４２とを有している。これにより、翼冷却過程における冷却媒体の凝縮を抑制できる。冷却媒体の飽和蒸気量が実際に冷却媒体に含まれる蒸気量を下回ると、飽和蒸気量が上回った分の冷却媒体に含まれる蒸気は気体では存在できず、凝縮して液体に相変化する。この凝縮した液滴が高圧タービンの翼冷却内部流路を流れると、高速で浮遊する液滴により局所的に内部流路は衝撃を受ける。また、凝縮した液滴が再度流路内部で蒸発すると、蒸発潜熱により局所的に急冷され熱応力が大きくなり翼の信頼性が低下する。そのため、高圧タービン３Ｈの各段落の冷却媒体経路に冷媒混合器を配備して、そこへ再生熱交換器６からの高温湿分空気１０４の一部を供給することで、各段落で最適な冷却空気条件に設定することが可能となる。冷却媒体の凝縮を抑制することで、ガスタービンの信頼性を確保することができる。

20

## 【 0 0 4 0 】

また、高圧タービン３Ｈや低圧タービン３Ｌを、シンプルサイクルと他のサイクル（高湿分利用ガスタービンシステム等）で共通にできるため、高温部品であるタービン翼の開発・製作コスト、部品管理コストを低減できる。さらに、設計開発に労力、コスト、期間がかかるタービン翼を共通化して、高湿分利用ガスタービンシステムや蒸気注入ガスタービンシステムなど、出力、効率の異なる製品ラインナップをそろえることが可能である。そのため、タービン翼の寿命などの信頼性評価を一元的に行うことができ、より信頼性の高い製品群が構築できる。なお本実施例では、分岐した流体を高圧タービン３Ｈ高温部に供給する例を説明したが、冷却を必要とする部分であれば、これ以外を分岐流体の供給先としても、圧縮機と高圧タービンのバランスを取りガスタービンの信頼性向上効果を得ることができる。

30

## 【実施例２】

## 【 0 0 4 1 】

次に、図２を用いて本発明の実施例２について説明する。図２は本発明の実施例２である高湿分利用２軸ガスタービンの全体構成を示すシステム構成図であり、図１と共通する再生熱交換器６よりも下流の排気ガス系統図は省略してある。

40

## 【 0 0 4 2 】

図２において、図１と異なる点は、圧縮機１と高圧タービン３Ｈの連結軸２０Ｈと同軸の圧縮機側に、発電機８などの負荷を設けたことである。ガスタービンでは、燃焼温度を上げることと、タービン高温部を冷却する冷却空気量を低減させることによる効率向上に対する寄与が特に大きい。前述した実施例１のガスタービンでは、高圧タービン３Ｈの高温部の冷却空気は加湿装置５から再生熱交換器６へ供給される湿分空気１０３の一部と、再生熱交換器６から燃焼器２へ供給される高温湿分空気１０４の一部を冷媒混合器４１，４２で混合させた冷媒を用いている。高圧タービン３Ｈの高温部を湿分を含んだ冷媒で冷却するため、通常の圧縮空気冷却する場合に比べて冷却効率を向上でき、冷却空気量を

50

低減することができる。これはガスタービンの効率を向上できる一方、高圧タービンの出力の上昇に繋がる。

【0043】

また、圧縮機駆動力と高圧タービン3Hの出力をバランスさせるために冷却空気量を増加させた場合、高圧タービン3Hの高温部材のメタル温度は、シンプルサイクル運転時の高温部材のメタル温度よりも低くなり、許容メタル温度に対して十分な余裕ができる。そこで、ガスタービンの高効率化のため、燃焼温度を増加させて高温部材のメタル温度をシンプルサイクル運転時と同程度まで増加させることが考えられる。この燃焼温度の増加も効率向上するが、高圧タービンの出力上昇に繋がる。このように、冷却空気量の低減や、燃焼温度の増加によって、高圧タービン3Hの出力は増加する。

10

【0044】

実施例2のガスタービンでは、この高圧タービン3Hの出力増加に対応するように高圧タービンの出力と圧縮機駆動力をバランスさせるため、圧縮機1側に発電機8などの負荷機器を設置する。これにより高圧タービンの出力の一部が発電機で消費されるため、圧縮機1の過大回転を抑制しつつ、高温分利用ガスタービンの効率向上と信頼性を確保することができる。

【0045】

ただし、圧縮機側に発電機などの負荷機器を設置すると、機器構造の複雑化およびコスト増大を招く場合もある。そのため、発電機を設けるよりも、再生熱交換器6から燃焼器2へ供給する高温湿分空気の分岐流路111に設けた流量調節機構32を制御することで圧縮機1の駆動力と高圧タービン3Hの出力とをバランスさせることが望ましい。この流量調節機構32の制御は、燃焼器2に供給される燃料の流量に基づいて、制御装置30で行うようにしてもよい。

20

【0046】

なお、本実施例では、発電機などの負荷機器としているが、高圧タービンの出力を消費できる機器であれば、同様の効果を得ることができる。

【実施例3】

【0047】

次に、図3を用いて、本発明の実施例3について説明する。図3は本発明の実施例3である高温分利用2軸ガスタービンの全体構成を示すシステム構成図であり、図2と同様に再生熱交換器よりも下流の排気ガス系統図は省略してある。

30

【0048】

図3において、図2と異なる点は、高圧タービン3Hの高温部の冷却に加えて、低圧タービン3Lの高温部に対しても冷却空気を導入していることである。

【0049】

ガスタービンの高効率化のため燃焼温度を上げた場合、高圧タービンの排気ガス106の温度も上昇するため低圧タービン3Lの最上流側に位置する静翼のメタル温度やホイールスペース温度が上昇して冷却空気を供給する必要性が生じる。

【0050】

そこで、高圧タービンの高温部の冷却に加えて、低圧タービンの高温部に対しても加湿装置5から再生熱交換器6へ供給される湿分空気103の一部を冷却媒体として供給し、その冷却媒体供給流路110に冷媒混合器43を設けている。そして、再生熱交換器6から燃焼器2へ供給される高温湿分空気104の一部を、低圧タービン3Lの高温部の冷却用に設けられた冷媒混合器43へ導入できる分岐流路111を設けている。

40

【0051】

本実施例のガスタービンでは、再生熱交換器6から燃焼器2へ供給される高温湿分空気の一部を低圧タービンの高温部へ導入するので、燃焼温度を上げた場合の高圧タービン3Hの出力増加を抑制することが可能であり、圧縮機の駆動力と高圧タービン出力をバランスさせることができる。このバランスは、再生熱交換器6から燃焼器2へ供給する高温湿分空気の分岐流路111に設けた流量調節機構32を制御することで調整される。さらに

50

、高圧タービン 3 H の高温部の冷却に対して、低圧タービン 3 L の高温部の冷却は、冷却空気の供給圧力とタービン作動圧力との圧力差が低圧タービン 3 L の方が大きくなる。そのため、低圧タービンの高温部の冷却に加湿装置 5 からの湿分空気 1 0 3 をそのまま導入すると、低圧タービン翼の冷却流路内部で湿分空気が凝縮する可能性が大きくなる。そこで、再生熱交換器 6 から燃焼器 2 へ供給される高温湿分空気 1 0 4 の一部を低圧タービンの高温部の冷却用に設置された冷媒混合器 4 3 に供給することで相対湿度を下げて、最適条件の冷却空気を生成し、高温部品の信頼性を確保しつつ圧縮機 1 と高圧タービン 3 H の出力のバランスを保持できる。また、図 3 に示すガスタービンでは図 2 のものと同様に、圧縮機 1 に発電機 8 を設置して高圧タービンの出力を消費できるように構成している。そのため、圧縮機 1 の駆動力と高圧タービン 3 H の出力をバランスさせて 2 軸ガスタービンを安定に運転することができる。

10

#### 【 0 0 5 2 】

図 3 で示した本実施例のガスタービンでは、高圧タービン側に関しては、シンプルサイクルガスタービンと高湿分利用ガスタービンシステムで共通化が可能であるため、高温部品であるタービン翼の開発・製作コスト、部品管理コストを低減できる。一方、シンプルサイクルにおいて低圧タービンが無冷却であって、高湿分利用ガスタービンシステムで燃焼温度を上げて出力と効率を向上させて運転する場合、低圧タービンの高温部品は冷却可能な構造に変更する必要がある。

#### 【 実施例 4 】

#### 【 0 0 5 3 】

20

次に、図 4 を用いて実施例 4 について説明する。図 4 は本発明の実施例 4 である高湿分利用 2 軸ガスタービンの全体構成を示すシステム構成図である。図 1 と共通する、再生熱交換器 6 よりも下流の排気ガス系統図は省略してある。

#### 【 0 0 5 4 】

図 4 のガスタービンにおいて図 1 のものと異なる点は、高圧タービン 3 H の高温部の静止側の冷却に加えて、回転側にも冷却空気を供給していることである。加湿装置 5 から再生熱交換器 6 へ供給される湿分空気 1 0 3 の一部を、高圧タービン 3 H の冷却媒体として分岐し、さらに静止側に冷却媒体を供給する流路 1 1 2 , 1 1 3 と回転側に供給する流路 1 1 5 とに分配している。各冷却媒体供給流路には、高圧タービン 3 H の静止体の高温部に冷媒を供給する冷媒混合器 4 1 , 4 2 と、高圧タービン 3 H の回転体の高温部に冷媒を供給する冷媒混合器 4 4 を設置している。再生熱交換器 6 から燃焼器 2 へ供給される高温湿分空気 1 0 4 の一部を分岐して、各冷媒混合器へ分岐空気を供給できる分岐流路 1 1 1 も有している。

30

#### 【 0 0 5 5 】

再生熱交換器 6 から燃焼器 2 へ供給される高温湿分空気 1 0 4 の一部を分岐流路 1 1 1 により分岐し、分岐流路 1 1 1 に設けられた流量調節機構 3 2 を制御することで、高圧タービン 3 H の回転側の冷却用に設けられた冷媒混合器 4 4 へ供給する流量を制御する。これにより、燃焼器 2 へ供給される高温湿分空気量を低減させて圧縮機と高圧タービン出力をバランス調節できる。そうすると、2 軸ガスタービンでも高湿分利用ガスタービンシステムを安定して運転できる。加えて、再生熱交換器 6 から燃焼器 2 へ供給される高温湿分空気の一部を、分岐流路により高圧タービン 3 H の回転側の冷却用に設けられた冷媒混合器 4 4 へ供給している。このようにすると、高圧タービン 3 H の静止側回転体と異なる冷却空気条件に設定することが可能であり、高圧タービン 3 H の高温部品の信頼性を確保できる。

40

#### 【 0 0 5 6 】

また、高圧タービン 3 H の回転側の冷却空気に湿分空気を適用したことで、熱伝達率が大きくなって冷却効率が向上し、冷却媒体を低減できる。これによりガスタービンの効率向上が可能である。

#### 【 実施例 5 】

#### 【 0 0 5 7 】

50

以下、実施例 5 - 7 として、本発明を高湿分ガスタービン以外のガスタービンに適用した例について説明する。

【 0 0 5 8 】

まずは図 6 を用いて本発明の実施例 5 について説明する。

【 0 0 5 9 】

図 1 に示した先の実施例の高湿分ガスタービンシステムでは、高温部の冷却に使用する流体は高温湿分空気 1 0 4 の一部を分岐させた流路 1 1 0 を流れる空気であった。これに対し、蒸気発生源を近傍に持つガスタービンシステムにおいては、高温湿分空気 1 0 4 の代わりに蒸気を利用することも考えられる。

【 0 0 6 0 】

そこで実施例 5 の 2 軸式ガスタービンにおいては、蒸気注入手段としてガスタービンとは別置のボイラ 1 6 0 を用いるように構成した。

【 0 0 6 1 】

図 6 にボイラ 1 6 0 によって生成した蒸気を高圧タービン 3 H の高温部の冷却に用いるガスタービンシステムの全体構成を表すシステム構成図を示す。同符号は他の実施例と同様の機器を示すものとする。

【 0 0 6 2 】

図 6 に示した 2 軸式ガスタービンにおいて、圧縮機 1 で圧縮された圧縮空気 2 0 4 は燃焼器 2 に供給される。燃焼器 2 で発生した高温の燃焼ガスは高圧タービン 3 H 及び低圧タービン 3 L に順次供給されて前記高圧タービン 3 H 及び低圧タービン 3 L を駆動する。

【 0 0 6 3 】

別置のボイラ 1 6 0 で生成された蒸気 2 0 5 は燃焼器 2 へ供給されるが、その一部は分岐流路 1 1 1 を介して、高圧タービン 3 H の高温部冷却用の冷媒の流路に設けられた冷媒混合器 4 1 , 4 2 に供給される。この冷媒混合器 4 1 , 4 2 には、圧縮機 1 の吐出空気や抽気空気、ボイラ 1 6 0 とは別の蒸気源からの蒸気などを供給してもよい。冷媒混合器 4 1 , 4 2 は、ボイラ 1 6 0 からの蒸気を様々な流体と混合させることで、高圧タービン 3 H 高温部の冷却に適した冷媒を供給することができる。

【 0 0 6 4 】

本実施例でボイラ 1 6 0 から燃焼器 2 に供給される蒸気 2 0 5 は、図 1 に示した実施例 1 における、高温湿分空気 1 0 4 に一部対応するものである。蒸気 2 0 5 は、実施例 1 における加湿装置 5 で加湿された分の水分というとらえ方もできる。

【 0 0 6 5 】

ところで本実施例で高圧タービン 3 H の高温部に用いられる蒸気は、空気に比べて熱伝達係数が高いため、冷却効果が高くなる。このため、図 1 に示した先の実施例での流路 1 1 0 を流れる増湿空気の代わりにこの分岐蒸気 1 2 0 を使用することで、高圧タービン 3 H を構成する材料として耐熱温度の低い低級材を使用することができ、2 軸式ガスタービンの製造コストを低減することができる。

【 0 0 6 6 】

本実施例のガスタービンは、燃焼器中に蒸気を注入するシステムを 2 軸式ガスタービンに適用した場合に、注入蒸気の一部を高圧タービン 3 H の高温部に供給可能に構成している。このような構成によりガスタービンの効率向上を図ると共に、圧縮機駆動力と高圧タービン出力をバランスさせてガスタービンを安定に運転する信頼性を向上した 2 軸式ガスタービンが実現できる。

【 0 0 6 7 】

また、図 6 においては、ガスタービンとは別に設置されたボイラ 1 6 0 で発生した蒸気を燃焼器およびガスパスに供給する例を示したが、この蒸気発生源は、ガスタービンの排ガスの熱量を利用した排熱回収ボイラ等でも構わない。蒸気を使用する各種プラント等において、蒸気使用量の変動がある際に、余剰の蒸気をガスタービンに注入することで熱効率を向上させることができるが、2 軸式ガスタービンを適用する際には、本発明によって、圧縮機駆動力と高圧タービン出力をバランスさせてガスタービンを安定に運転すること

10

20

30

40

50

ができる。

【実施例 6】

【0068】

次に、本発明を、別のガスタービンシステムに適用した実施例 6 である 2 軸式ガスタービンについて図 7 を用いて説明する。図 7 は石炭ガス化ガスを発生させる際に生成した窒素を低圧タービン 3 L の上流側に注入するガスタービンシステムの全体構成を表すシステムフロー図を示す。

【0069】

図 7 に示した本実施例の 2 軸式ガスタービンでは、図 6 に示した実施例 5 のガスタービンシステムと共通する構成は説明を省略している。

10

【0070】

図 7 に示した 2 軸式ガスタービンにおいて、圧縮機 1 とは別の別置圧縮機（図示省略）等で圧縮されたガス化用空気 2 0 2 は空気分離器 2 2 1 に供給され、空気分離器 2 2 1 で酸素 2 2 2 と窒素 2 2 3 に分離される。酸素 2 2 2 はガス化炉 2 2 4 へ導かれ、石炭 2 2 5 とともに、ガス化炉 2 2 4 内で石炭ガス化ガス 2 2 6 を発生する。発生した石炭ガス化ガス 2 2 6 はガスタービンの燃料 2 0 0 として使用される。

【0071】

一方、空気分離器 2 2 1 で分離された窒素 2 2 3 は、燃焼器 2 へ注入される。これにより、燃焼器内の局所的な火炎温度を低下させ、燃焼器内で生成する窒素酸化物（ $\text{NO}_x$ ）の排出量を低減することができる。

20

【0072】

しかし、本システムでは燃焼器内に窒素を注入することによって、高圧タービン 3 H を駆動する作動流体の流量が増加するため、高圧タービン 3 H の出力が増加し、このままでは高圧タービンおよび圧縮機 1 が過回転となってしまう。本実施例では、窒素 2 2 3 の一部が、流量調節弁である分岐流量調節機構 1 9 を備えた分岐流路 1 1 1 を通じて分岐窒素 2 2 7 として前記高圧タービン 3 H 高温部に供給されるようになっている。

【0073】

即ち、本実施例で燃焼器 2 や低圧タービン 3 H の高温部に供給される窒素 2 2 3 は、図 6 に示した実施例 5 における、ボイラ 1 6 0 から供給される蒸気 2 5 0 に対応するものである。また、窒素 2 2 3 は圧縮空気 2 0 4 に比べて温度が低いので冷却効果が高くなる。したがって、本実施例のガスタービンでも実施例 5 のガスタービン同様、圧縮機駆動力と高圧タービン出力をバランスさせてガスタービンを安定に運転することができる。

30

【0074】

ところで本実施例の分岐窒素 1 2 7 として用いられる、この分岐窒素 1 2 7 が流れる近傍の低圧タービン 3 L の材料温度を低下させることができる。また、タービン材の材料として耐熱温度の低い低級材を使用することができ、2 軸式ガスタービンの製造コストを低減することができる。

【実施例 7】

【0075】

最後に、本発明を、さらに別のガスタービンシステムに適用した第 7 実施例である 2 軸式ガスタービンについて図 8 を用いて説明する。図 8 に、低カロリーガスをガスタービン燃焼器 2 の燃料 2 0 0 として使用する際に、圧縮空気の一部を低圧タービン 3 L の上流側に注入するガスタービンシステムの全体構成を表すシステムフロー図を示す。

40

【0076】

図 8 に示した本実施例の発電用の 2 軸式ガスタービンでは、図 1 に示した実施例 1 の高湿分ガスタービンシステムと共通する構成は説明を省略する。

【0077】

図 8 に示した発電用の 2 軸式ガスタービンにおいては、燃料 2 0 0 として低カロリーガスを利用している。低カロリーガスは、天然ガスなどの通常のガス燃料と比べて、発熱量が 1 / 2 以下、さらに低いものでは 1 / 10 程度しかない。そのため、ガスタービンを所

50

定の定格燃焼ガス温度で運転するためには、燃料を多量に供給しなければならない。

【 0 0 7 8 】

しかし、燃焼器 2 内に燃料 2 0 0 を多量に供給することによって、高圧タービン 3 H を駆動する作動流体の流量が増加する。そうすると高圧タービンの出力が増加し、このままでは高圧タービンおよび圧縮機 1 が過回転となってしまうバランスがくずれてしまう。本実施例では、燃料として低カロリーガスを用いた 2 軸ガスタービンにおいて、圧縮機 1 で圧縮された圧縮空気 2 0 4 の一部が、燃焼器 2 に供給される前に、流量調節弁である分岐流量調節機構 3 2 を備えた分岐流路 1 1 1 を通じて高圧タービン 3 H に供給するよう構成されている。

【 0 0 7 9 】

即ち、本実施例で低圧タービン 3 L の上流側からガスパスに供給される圧縮空気 2 0 4 は、図 1 に示した実施例 1 において再生熱交換器から燃焼器 2 や高圧タービン 3 H の高温部に供給される高温湿分空気 1 0 4 に対応するものである。

【 0 0 8 0 】

かくして上述の各実施例のガスタービン同様、低カロリーガス焚きガスタービンシステムに 2 軸ガスタービンを使用する際にも、本発明によって、圧縮機駆動力と高圧タービン出力をバランスさせてガスタービンを安定に運転することができる。

【 0 0 8 1 】

ところで、低カロリーガスは、例えば空気を用いて石炭をガス化するプラントや、製鉄所、製油所などの各種プラントから発生するものが考えられる。また、油田やガス田などから副生的に発生するものも考えられる。これらの低カロリーガスは、その発生源の運転状況や季節変化などによって、燃料発熱量が変動することが考えられる。そのような場合にも、発熱量が大きい場合は分岐弁である分岐流量調節機構 3 2 の開度によって、分岐空気 2 2 9 の流量を調整すれば、圧縮機 1 の駆動力と高圧タービン出力をバランスさせてガスタービンを安定に運転することができる。なお、媒体供給手段 4 0 0 から冷媒混合手段 4 1 , 4 2 に冷媒を供給して分岐圧縮空気 2 2 9 と混合し、適切な性状の冷媒を高温部に供給できるようにしてもよい。

【 0 0 8 2 】

以上説明した実施例 5 - 7 では、実施例 1 に対応した作用効果を中心に説明した。しかし、実施例 5 - 7 それぞれのガスタービンに、実施例 2 - 4 に対応した構成を適宜組み合わせることも有用である。すなわち、実施例 5 - 7 のガスタービンにおいても、実施例 2 - 4 を用いて説明した作用効果を得ることができる。

【産業上の利用可能性】

【 0 0 8 3 】

高効率ガスタービンとして発電用として利用できるほか、熱と電力を併給可能なコジェネレーションシステム、あるいはポンプ、圧縮機、スクリーなどの機械駆動用エンジンとしても適用可能である。

【符号の説明】

【 0 0 8 4 】

- 1 圧縮機
- 2 燃焼器
- 3 H 高圧タービン
- 3 L 低圧タービン
- 4 冷却器
- 5 加湿装置
- 6 再生熱交換器
- 7 , 8 発電機
- 2 0 H , 2 0 L 軸
- 3 1 燃料調節機構
- 3 2 流量調節機構

10

20

30

40

50

4 1 ~ 4 4 冷媒混合器

1 0 0 大気空気

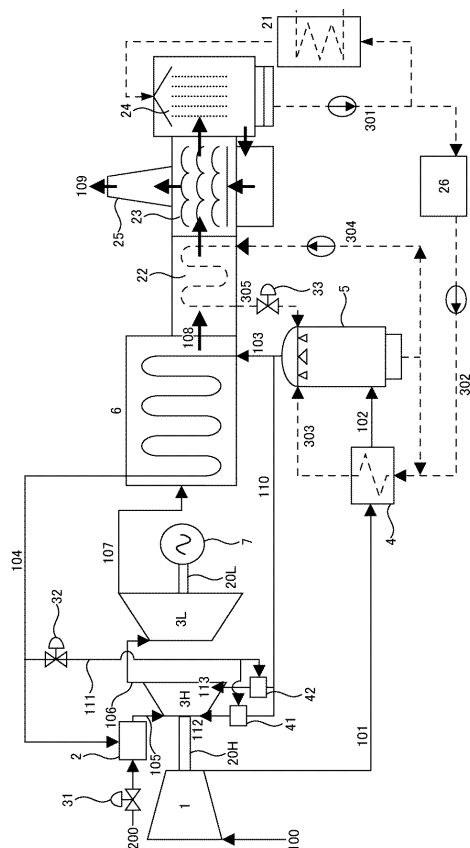
1 0 3 湿分空気

1 0 4 高温湿分空気

1 1 0 , 1 1 1 , 1 1 2 , 1 1 3 , 1 1 4 , 1 1 5 流路

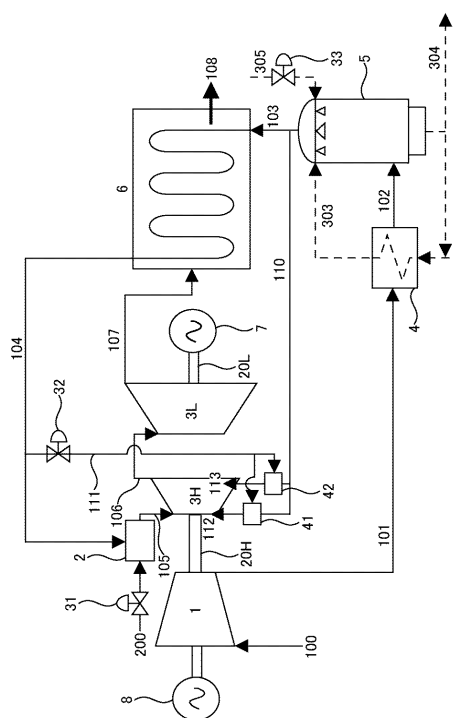
【図 1】

図 1



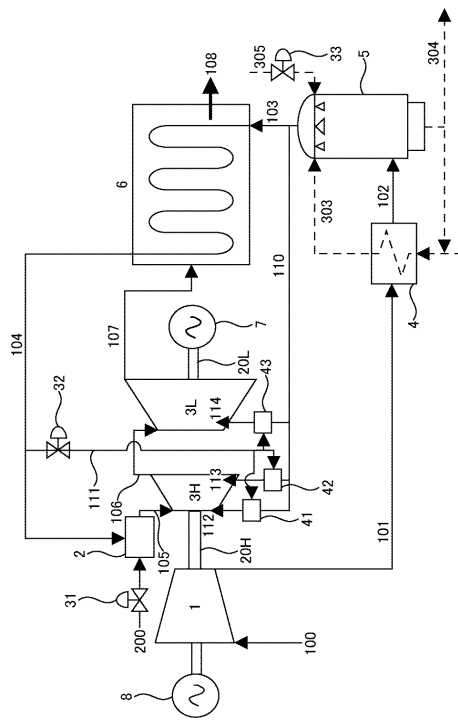
【図 2】

図 2



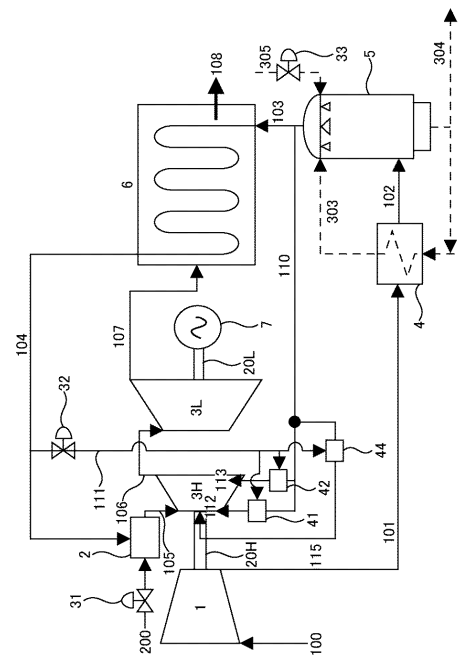
【 図 3 】

図 3



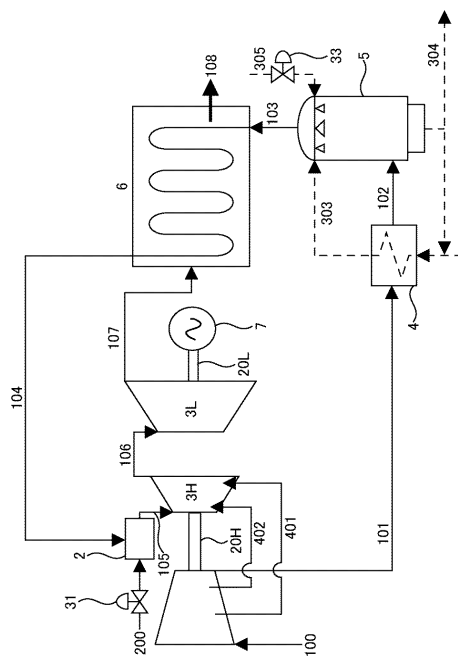
【 図 4 】

图 4



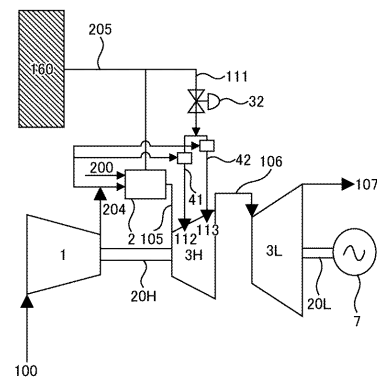
【 図 5 】

図 5



【 図 6 】

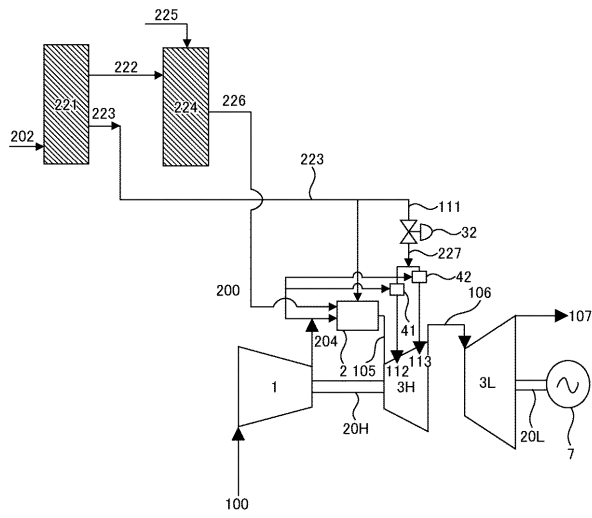
图 6





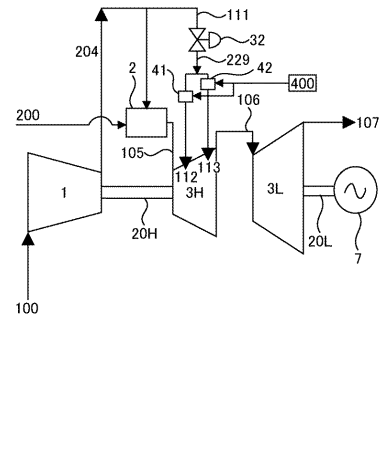
【図 7】

図 7



【図 8】

図 8



## フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
F 0 2 C 9/18 (2006.01) F 0 2 C 7/18 E  
F 0 2 C 9/18

(72)発明者 樋口 眞一  
茨城県日立市大みか町七丁目2番1号 株式会社 日立製作所 エネルギー・環境システム研究所内

合議体  
審判長 小谷 一郎  
審判官 藤原 直欣  
審判官 柳田 利夫

(56)参考文献 特開2006-112282(JP,A)  
特開2004-27926(JP,A)  
特開2003-83081(JP,A)  
特開平10-231736(JP,A)  
特開2005-233157(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F02C3/10, F02C3/30