

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6366259号  
(P6366259)

(45) 発行日 平成30年8月1日(2018.8.1)

(24) 登録日 平成30年7月13日(2018.7.13)

(51) Int.Cl.	F 1
FO2C 3/10 (2006.01)	FO2C 3/10 501
FO2C 7/00 (2006.01)	FO2C 7/00 A
FO2C 7/143 (2006.01)	FO2C 7/143
FO2C 9/00 (2006.01)	FO2C 9/00 B
FO2C 7/042 (2006.01)	FO2C 7/042

請求項の数 3 (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2013-237701 (P2013-237701)  
 (22) 出願日 平成25年11月18日 (2013.11.18)  
 (65) 公開番号 特開2015-98788 (P2015-98788A)  
 (43) 公開日 平成27年5月28日 (2015.5.28)  
 審査請求日 平成28年10月18日 (2016.10.18)

(73) 特許権者 514030104  
 三菱日立パワーシステムズ株式会社  
 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3  
 番1号  
 (74) 代理人 110001829  
 特許業務法人開知国際特許事務所  
 (74) 代理人 110000350  
 ポレール特許業務法人  
 (72) 発明者 高橋 康雄  
 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号  
 株式会社日立製作所  
 内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法

## (57) 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

空気取込み側に入口案内翼を設けた圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された圧縮空気と燃料とを混合燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、前記圧縮機と機械的に連結され、前記燃焼器で生成された燃焼ガスによって駆動される高压タービンと、前記高压タービンを駆動した膨張燃焼ガスにより駆動される低圧タービンとを備えた2軸ガスタービンの制御装置であって、

前記圧縮機の吸気に液滴を噴霧する液滴噴霧装置と、

前記高压タービンの回転数を検出する回転数計と、

前記入口案内翼の開度を検出する開度計と、

前記燃焼器に供給される前記燃料の流量の調整を指令する燃料制御部と、前記液滴噴霧装置に供給される噴霧水の流量の調整を指令する噴霧流量制御部と、前記入口案内翼の開度の調整を指令する入口案内翼開度制御部と、前記回転数計が検出した前記高压タービンの回転数と前記開度計が検出した前記入口案内翼の開度とを取り込み、前記高压タービンの回転数と前記入口案内翼の開度とに応じて、前記燃料制御部と前記噴霧流量制御部と前記入口案内翼開度制御部とに前記圧縮機の効率を向上させるための指令信号をそれぞれ出力する効率改善制御部とを有し、前記高压タービンの回転数が定格回転数近傍で、前記液滴噴霧装置が吸気噴霧をしていない状態において、前記効率改善制御部からの指令により、前記燃焼器への燃料供給量を低下させることで前記高压タービンの回転数を低下させると共に、前記入口案内翼を開方向に制御し、前記高压タービンの回転数の低下に伴う前記

入口案内翼の開度を監視して前記入口案内翼の開度が第1規定値を超えた場合に、前記高圧タービンの回転数の低下を停止させると共に前記液滴噴霧装置の吸気噴霧を開始させるコントローラとを備えた

ことを特徴とする2軸ガスタービンの制御装置。

【請求項2】

請求項1に記載の2軸ガスタービンの制御装置において、

前記圧縮機の中間段における動翼の先端間隙を計測する間隙センサを備え、

前記コントローラは、前記間隙センサが検出した前記動翼の先端間隙を取り込み、予め設定した間隙余裕値との差異の信号に基づいて、前記噴霧水の流量を制御する

ことを特徴とする2軸ガスタービンの制御装置。

10

【請求項3】

空気取込み側に入口案内翼を設けた圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された圧縮空気と燃料とを混合燃焼させて燃焼ガスを生成する燃焼器と、前記圧縮機と機械的に連結され、前記燃焼器で生成された燃焼ガスによって駆動される高圧タービンと、前記高圧タービンを駆動した膨張燃焼ガスにより駆動される低圧タービンと、

前記圧縮機の吸気に液滴を噴霧する液滴噴霧装置と、

前記高圧タービンの回転数を検出する回転数計と、

前記入口案内翼の開度を検出する開度計と、

前記燃焼器に供給される前記燃料の流量を調整する燃料制御部と、前記液滴噴霧装置に供給される噴霧水の流量を調整する噴霧流量制御部と、前記入口案内翼の開度を調整する入口案内翼開度制御部と、前記燃料制御部と前記噴霧流量制御部と前記入口案内翼開度制御部とに前記圧縮機の駆動力と前記高圧タービンの出力をバランスさせるための指令信号をそれぞれ出力する効率改善制御部とを有するコントローラとを備えた2軸ガスタービンの制御方法であって、

20

前記コントローラは、

前記高圧タービンの回転数が定格回転数近傍で、前記液滴噴霧装置が吸気噴霧をしていない状態において、前記回転数計が検出した前記高圧タービンの回転数と前記開度計が検出した前記入口案内翼の開度とに応じて、前記燃焼器への燃料供給量を低下させることで前記高圧タービンの回転数を低下させる手順と、

前記高圧タービンの回転数の低下に伴う前記入口案内翼の開度を監視して、前記入口案内翼の開度が第1規定値を超えたときに前記高圧タービンの回転数の低下を停止する手順と、

30

前記液滴噴霧装置における吸気噴霧を開始し、前記噴霧水の流量の増加の制御を開始する手順と、

前記噴霧水の流量の増加に伴う前記入口案内翼の開度を監視して、前記入口案内翼の開度が第2規定値以上のときに前記噴霧水の流量の増加の制御を停止する手順とを備えた

ことを特徴とする2軸ガスタービンの制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

40

本発明は、2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法に関する。

【背景技術】

【0002】

圧縮機を駆動する高圧タービンと、発電機やポンプを駆動する低圧タービンが別軸構成になっている2軸ガスタービンは、ポンプやスクリュー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でのトルクを大きくすることができる。このため、2軸ガスタービンはポンプやスクリュー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、減速機での損失がないことと、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

50

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。このような2軸ガスタービンにおいて、高いサイクル圧縮比を達成するための制御システムが開示されている（例えば、特許文献1参照）。

#### 【0003】

ところで、夏期等の大気温度が高い場合におけるガスタービンの運転では、吸気密度が下がるために、ガスタービンの出力が低下することが知られている。この出力低下に対して、例えば、圧縮機の吸込み空気に水等の液滴を噴霧して吸気密度を上昇させ、吸気冷却の効果によりガスタービン出力を向上させる方法がある。さらに、その液滴の噴霧量を増加させて液滴を圧縮機内部へ導入させた場合には、中間冷却の効果により圧縮機駆動力を低減させることができるので、ガスタービンの効率が向上する。これは、気流と共に圧縮機内部へ搬送された微細な液滴が、動翼列間、静翼列間を通過しながら段の飽和温度まで蒸発し、その蒸発潜熱により作動流体の温度を低下させることによる。

このような水噴霧による出力増加機構を備えたガスタービン（1軸式）において、定格運転時における入口案内翼の開度と圧縮機の吸気部における液滴噴霧量の制御が開示されている（例えば、特許文献2参照）。

#### 【先行技術文献】

#### 【特許文献】

#### 【0004】

【特許文献1】特開昭63-212725号公報

【特許文献2】特開平11-72029号公報

10

20

#### 【発明の概要】

#### 【発明が解決しようとする課題】

#### 【0005】

通常の1軸ガスタービンは、圧縮機の入口案内翼の角度を一定にして燃焼温度を上昇させながら、出力を上昇させることができる。しかし、2軸ガスタービンではタービン側が高圧タービンと低圧タービンと別軸構成のため、入口案内翼の角度を一定にして燃焼温度を上昇させると、圧縮機の駆動力に対して相対的に高圧タービンの出力が大きくなるため、高圧タービン側が過回転になってしまふ。そのため2軸ガスタービンでは、燃焼温度の上昇に伴って、入口案内翼の開度が制御され、高圧タービンの出力と圧縮機駆動力とがバランスするように圧縮機の吸込流量が制御される。

30

#### 【0006】

このような2軸ガスタービンにおいて、夏場など吸気温度が高くなると圧縮機の駆動力が増加するため、燃焼温度を定格温度にした場合、入口案内翼は、閉止方向に作動して吸込み流量を低減させることで圧縮機の駆動力を低減させて高圧タービンの出力とバランスさせる。このため、夏場の出力低下は、1軸ガスタービンに比べて2軸ガスタービンでは吸込流量の低減が加わるので、その影響が大きくなる。ここで、出力改善のため吸気噴霧した場合には、入口案内翼が閉止しているため噴霧液滴が入口案内翼に衝突して圧縮機内部での中間冷却の効果が小さくなるという課題がある。

#### 【0007】

さらに、翼に衝突した液滴は粗大な液滴となり、気流に搬送されずに下流の動翼に衝突する。その液滴は遠心力によりケーシング内壁面へ飛翔し液膜として堆積する。ケーシング内壁面へ液滴が付着し堆積すると、動翼の回転に対して摺動損失となり圧縮機の駆動力が増加する可能性がある。また、圧縮機では経年劣化により翼にダストが付着し翼列性能が低下する。さらに液滴噴霧する圧縮機では翼面に液滴が付着するため翼表面が腐食により錆が発生する可能性がある。このような翼の汚れや錆により翼表面粗さが増大し、翼列性能が低下する。そのため圧縮機の効率の低下により圧縮機駆動力が増加する。

40

#### 【0008】

ガスタービンの運用では運用負荷範囲があり、例えば電力需要により50%負荷から100%負荷までの範囲で運転される場合がある。このような部分負荷運転を2軸ガスタービンに適用した場合、燃焼温度の低下と同時に入口案内翼も閉じられるので、通常の1軸

50

ガスタービンに比べて圧縮機の効率が低下し、圧縮機駆動力が増加することが懸念される。

【0009】

本発明は、上述の事柄に基づいてなされたものであって、その目的は、2軸ガスタービンの圧縮機の効率の低下した運転状態において、入口案内翼の開度に応じて吸気噴霧量と高圧タービンの回転数とを制御し、2軸ガスタービンの効率と信頼性とを高めることのできる2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法を提供するものである。

【課題を解決するための手段】

【0010】

上記課題を解決するために、例えば特許請求の範囲に記載の構成を採用する。本願は、  
上記課題を解決する手段を複数含んでいるが、その一例を挙げるならば、空気取込み側に  
入口案内翼を設けた圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された圧縮空気と燃料とを混合燃焼させて  
燃焼ガスを生成する燃焼器と、前記圧縮機と機械的に連結され、前記燃焼器で生成された  
燃焼ガスによって駆動される高圧タービンと、前記高圧タービンを駆動した膨張燃焼ガス  
により駆動される低圧タービンとを備えた2軸ガスタービンの制御装置であって、前記圧縮機  
の吸気に液滴を噴霧する液滴噴霧装置と、前記高圧タービンの回転数を検出する回転数計と、前記入口案内翼の開度を検出する開度計と、前記燃焼器に供給される前記燃料  
の流量の調整を指令する燃料制御部と、前記液滴噴霧装置に供給される噴霧水の流量の調整  
を指令する噴霧流量制御部と、前記入口案内翼の開度の調整を指令する入口案内翼開度  
制御部と、前記回転数計が検出した前記高圧タービンの回転数と前記開度計が検出した前  
記入口案内翼の開度とを取り込み、前記高圧タービンの回転数と前記入口案内翼の開度と  
に応じて、前記燃料制御部と前記噴霧流量制御部と前記入口案内翼開度制御部とに前記圧  
縮機の効率を向上させるための指令信号をそれぞれ出力する効率改善制御部とを有し、  
前記高圧タービンの回転数が定格回転数近傍で、前記液滴噴霧装置が吸気噴霧をしていない  
状態において、前記効率改善制御部からの指令により、前記燃焼器への燃料供給量を低下  
させることで前記高圧タービンの回転数を低下させると共に、前記入口案内翼を開方向に  
制御し、前記高圧タービンの回転数の低下に伴う前記入口案内翼の開度を監視して前記入  
口案内翼の開度が第1規定値を超えた場合に、前記高圧タービンの回転数の低下を停止さ  
せると共に前記液滴噴霧装置の吸気噴霧を開始させるコントローラとを備えたことを特徴  
とする。

10

20

30

【発明の効果】

【0011】

本発明によれば、2軸ガスタービンの圧縮機の効率の低下した運転状態において、入口案内翼の開度に応じて吸気噴霧量と高圧タービンの回転数とを制御するので、圧縮機の駆動力を低減できると共に、吸気部の液滴のドレイン量を低減することができる。この結果、2軸ガスタービンの効率及び信頼性を高めることができる。

【図面の簡単な説明】

【0012】

【図1】本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第1の実施の形態を備えた2軸ガスタービンシステムを示す概略構成図である。

40

【図2】本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第1の実施の形態を構成するコントローラの構成を示すブロック図である。

【図3】本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第1の実施の形態における回転数と圧縮機効率との関係を示す特性図である。

【図4】本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第1の実施の形態におけるIGV開度と圧縮機効率との関係を示す特性図である。

【図5】本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第1の実施の形態を構成するコントローラの処理内容を示すフローチャート図である。

【図6】本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第2の実施の形態を備えた2軸ガスタービンシステムを示す概略構成図である。

50

【図7】本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第3の実施の形態を備えた2軸ガスタービンシステムを示す概略構成図である。

【発明を実施するための形態】

【0013】

以下、本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の実施の形態を図面を用いて説明する。

【実施例1】

【0014】

図1は、本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第1の実施の形態を備えた2軸ガスタービンシステムを示す概略構成図である。

10

2軸ガスタービンシステムは、大気から吸入した空気100を圧縮して高圧空気104を生成する圧縮機1と、高圧空気104と燃料200とを混合燃焼させて高温の燃焼ガス105を生成する燃焼器2と、生成された高温の燃焼ガス105により回転駆動する高圧タービン3と、高圧タービン3で膨張した膨張燃焼ガス106が導入されて回転駆動する低圧タービン4と、低圧タービン4の負荷となる発電機5とを備えている。圧縮機1と高圧タービン3とは第1回転軸20Hによって機械的に連結されていて、低圧タービン4と発電機5とは第2回転軸20Lによって機械的に連結されている。なお、膨張燃焼ガス106は、低圧タービン4を回転させた後、排気ガス107として系外に放出される。

【0015】

圧縮機1は、空気取込み側に吸気流量を制御するための入口案内翼301（以下、IGVともいう）が設置されている。IGV301は、空気の流れ方向に対する翼の角度（IGV開度）をIGV駆動装置301aにより、変更可能としている。このIGV開度を変化させることで、圧縮機1の吸気流量を調整する。IGV駆動装置301aは後述するコントローラ500からの指令信号601によりIGV開度を変更する。

20

【0016】

燃焼器2は、燃料供給源から燃料制御弁31を介して供給される燃料200を圧縮機1からの圧縮空気と混合燃焼させて燃焼ガスを生成する。燃料制御弁31は、燃焼器2に供給する燃料流量を制御するものであって、後述するコントローラ500からの指令信号602によりその開度を変更する。

【0017】

30

圧縮機1の吸気側であって、IGV301の上流側には、液滴噴霧装置8を備えている。液滴噴霧装置8は、噴霧流量制御弁32を介して供給された水を内部に設置した高圧ノズル（図示せず）で加圧して、吸気ダクト及び圧縮機1に向けて噴霧する。噴霧流量制御弁32は、液滴噴霧装置8に供給する水の流量を制御するものであって、後述するコントローラ500からの指令信号603によりその開度を変更する。

【0018】

液滴噴霧装置8の高圧ノズルによって微粒化した水は、吸気ダクト中及び圧縮機1内部で蒸発し、その蒸発潜熱により吸気空気を冷却する。吸気空気の冷却による空気密度の増大により、圧縮機1を通過する空気の質量流量が増大する。また、吸気空気に含まれる水分の圧縮機1内部の蒸発により、圧縮機1を通過する空気の温度が低下する。この結果、圧縮機1の動力が低下するので、2軸ガスタービンシステムの効率が向上する。

40

【0019】

回転数計6は、第1回転軸20Hの回転数を検出するために、第1回転軸20Hの近傍に設けられている。開度計7は、IGV301の開度を検出するために、IGV駆動装置301aの近傍に設けられている。なお、開度計7は、IGV301の開度を変更するためのIGV駆動装置301aのシリンダストロークなどから角度を算出してよい。

【0020】

回転数計6からの第1回転軸20Hの回転数検出信号と、開度計7からのIGV301の開度検出信号とは後述するコントローラ500に入力されている。

【0021】

50

次に、本実施の形態を構成する制御装置について図2を用いて説明する。図2は本発明の2軸式スタービンの制御装置及び制御方法の第1の実施の形態を構成するコントローラの構成を示すブロック図である。図2において、図1に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

【0022】

コントローラ500は、回転数計6からの回転数検出信号604と、開度計7からのIGV301の開度検出信号605とを取り込む入力部と、これらの検出信号を基に後述する演算処理を実行する演算部と、演算部で算出したIGV開度指令601と、燃料制御弁開度指令602と、噴霧流量制御弁開度指令603とをIGV駆動装置301aと燃料制御弁31と噴霧流量制御弁32とにそれぞれ出力する出力部とを備えている。

10

【0023】

演算部は、IGV開度制御部26と燃料制御部27と噴霧流量制御部28と効率改善制御部25とを備えている。

【0024】

IGV開度制御部26は、第1回転軸20Hの回転数検出信号604に基づいて、第1回転軸20Hの回転数が所定の回転数となるように、IGV開度指令601を算出し、IGV駆動装置301aの制御を通じてIGV301の開度を制御する。

【0025】

燃料制御部27は、発電機出力の検出信号等の負荷状態データ又は第1回転軸20Hの回転数検出信号604に基づいて、発電機5の出力が所定の出力となるように、又は、第1回転軸20Hの回転数が所定の回転数となるように、燃料制御弁開度指令602を算出し、燃料制御弁31の開度を制御することで、燃料200の燃焼器2への供給を制御する。

20

【0026】

噴霧流量制御部28は、第1回転軸20Hの回転数検出信号604とIGV301の開度検出信号605とにに基づいて、噴霧流量制御弁開度指令603を算出し、噴霧流量制御弁32の開度を制御することで圧縮機1への水噴霧量を制御する。

【0027】

効率改善制御部25は、第1回転軸20Hの回転数検出信号604とIGV301の開度検出信号605とにに基づいて、圧縮機1の駆動力と高圧タービン3の出力とをバランスさせて圧縮機効率を向上させる各種指令信号を算出し、IGV開度制御部26と燃料制御部27と噴霧流量制御部28とへ、上位指令信号をそれぞれ出力する。

30

【0028】

次に、本実施の形態における2軸ガスタービンシステムの動作の概要について図3及び図4を用いて説明する。図3は本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第1の実施の形態における回転数と圧縮機効率との関係を示す特性図、図4は本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第1の実施の形態におけるIGV開度と圧縮機効率との関係を示す特性図である。

【0029】

まず、特性図について説明する。図3及び4において、縦軸は圧縮機効率を示し、図3の横軸は高圧タービン3の回転数を、図4の横軸はIGV301の開度をそれぞれ示している。

40

図3は、高圧タービン回転数に対する圧縮機効率の分布を示し、横軸のNrは定格回転数を、NmInは運転許容最低回転数を、NmAxは運転許容最大回転数をそれぞれ示し、NmInとNmAxとの間が運転可能な回転数の範囲を示している。この回転数範囲は、ガスタービンにおける軸振動と翼共振とを避けるために設定されている。図3において、特性線3xは、後述するIGV開度が定格開度Orのときの回転数に対する圧縮機効率を示し、特性線3yは、IGV開度がO1のときの回転数に対する圧縮機効率を示している。

【0030】

50

これらの特性線  $3x$ 、 $3y$  が示すように、軸流式の圧縮機においては、回転数が定格回転数より増加していくと周速度が増加するので、翼面で発生する衝撃波損失の影響により圧縮機効率は低下している。一方、圧縮機は、翼列の失速側のマージンを考慮して、定格回転数よりも低い回転数側に最大の効率点が存在するよう設計されている。この最大の効率点より低回転数側では、効率は低下する。

#### 【0031】

図4は、入口案内翼（IGV）の開度に対する圧縮機効率の分布を示し、横軸の  $O_r$  は定格のIGV開度を、 $O_s$  は吸気噴霧でドレイン量が低減できるIGV開度を示している。図4において、特性線  $4x$  は、高圧タービン3の回転数が定格回転数  $N_r$  のときのIGV開度に対する圧縮機効率を示し、特性線  $4y$  は、高圧タービン3の回転数が  $N_1$  のときのIGV開度に対する圧縮機効率を示している。  
10

#### 【0032】

これらの特性線  $4x$ 、 $4y$  が示すように、IGV開度  $O_s$  よりも小さい開度（閉じられた状態）で吸気噴霧すると、IGV301への液滴の衝突が多くなり、ドレインの増加と中間冷却の効果が小さくなることを示している。また、この液滴の衝突により粗大な液滴が発生し、ケーシング内壁面で液膜となる。この液膜によりケーシングが急冷されることで、後述する動翼先端間隙が縮小し、ケーシング内壁面と動翼先端が接触するラビングが発生する可能性が高まる。換言すると、IGV開度が  $O_s$  以上であれば、吸気噴霧することが信頼性の面からも望ましい。また、図3と図4とに示すように、回転数に対する圧縮機効率の低下よりも、IGVの開度変化に対する圧縮機効率の低下が大きいため、大気温度の上昇によってIGV301が閉じることによる圧縮機効率の低下の影響が大きくなる。  
20

#### 【0033】

次に、2軸ガスタービンの動作について説明する。通常の状態において、2軸ガスタービンが運転している点を図3と図4のAで示す。この作動点Aは、高圧タービン3が定格回転数  $N_r$  で運転していて、IGV301の開度が定格開度  $O_r$  であり、吸気噴霧はされていない状態である。このときの圧縮機効率は  $\eta_A$  である。

#### 【0034】

作動点Bは、例えば、大気温度が上昇したことにより、IGV開度が図4に示す  $O_1$  まで閉止した場合を示す。このとき図3に示すように特性線は  $3x$  から  $3y$  に変わが高圧タービン3の回転数は  $N_r$  で変化していない。図3と図4に示すように、IGV301の開度減少により、圧縮機効率は  $\eta_B$  に減少する。  
30

#### 【0035】

ここで、コントローラ500は、圧縮機1の効率を改善するために燃料流量信号を制御して、高圧タービン3の回転数を  $N_1$  まで低下させる。このとき高圧タービンの回転数信号の低下に伴い、IGV301へは開方向の指令信号が outputされるので、IGV301の開度は  $O_1$  から  $O_2$  に開方向に変わる。このとき図4に示すように特性線は  $4x$  から  $4y$  に変わる。図4に示すように、IGV301の開度増加により、圧縮機効率は  $\eta_c$  に少し増加する。

#### 【0036】

図4に示すように、IGV301の開度  $O_2$  は、上述した吸気噴霧でドレイン量が低減できるIGV開度  $O_s$  よりも大きいので、コントローラ500は、吸気噴霧を開始する。ここにおける吸気噴霧は、IGV301開度が確保されているので、圧縮機1の内部で効果的に液滴の蒸発が促進される。この中間冷却の効果により圧縮機1の駆動力が低減され、さらにIGVの開度が開方向に改善される。この結果、IGV301の開度が定格開度  $O_r$  まで開動作して、吸気噴霧されていて、高圧タービン3が回転数  $N_1$  で運転している作動点Dに到達する。このときの圧縮機効率は  $\eta_D$  である。  
40

#### 【0037】

次に、本実施の形態におけるコントローラの処理内容を図5を用いて説明する。図5は本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第1の実施の形態を構成するコント  
50

ローラの処理内容を示すフローチャート図である。図5において、図1乃至図4に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

#### 【0038】

コントローラ500は、ガスタービンシステムの運転状態信号を取得する（ステップS1）。具体的には、効率改善制御部25が回転数計6から第1回転軸20Hの回転数検出信号604（高圧タービン3の回転数）を、開度計7からIGV301の開度検出信号605を取得する。

#### 【0039】

コントローラ500は、高圧タービン3の回転数604が定格近傍か否かを判断する（ステップS2）。具体的には、効率改善制御部25において、予め設定された定格回転数Nrと回転数検出信号604とを比較して、その差異が所定の値K以内か否かにより判断する。回転数検出信号604と定格回転数Nrとの差異が所定の値K以内の場合には（ステップS3）へ進み、それ以外の場合は（ステップS1）へ戻る。

#### 【0040】

コントローラ500は、IGV301の開度が吸気噴霧でドレイン量が低減できるIGV開度Os超過か否かを判断する（ステップS3）。具体的には、効率改善制御部25において、予め設定された吸気噴霧でドレイン量が低減できるIGV開度OsとIGV301の開度検出信号605とを比較して、IGV301の開度検出信号605がIGV開度Os超過か否かにより判断する。IGV301の開度検出信号605がIGV開度Os超過でない場合には（ステップS4）へ進み、それ以外の場合は（ステップS7）へ進む。

10

#### 【0041】

コントローラ500は、高圧タービン3の回転数低減の制御を開始する（ステップS4）。具体的には、効率改善制御部25において、高圧タービン3の回転数を低減するために、燃料制御部27へ燃料供給量を低下させる上位指令信号を出力する。このことにより、燃料制御部27から出力される燃料制御弁開度指令602が減少を開始する。ここまで

20

のフローは、図3及び図4で説明した作動点Bから高圧タービン3の回転数を低下させる部分に該当する。

#### 【0042】

コントローラ500は、高圧タービン3の回転数604が運転許容最低回転数Nm1n以上か否かを判断する（ステップS5）。具体的には、効率改善制御部25において、予め設定された運転許容最低回転数Nm1nと回転数検出信号604とを比較して、回転数検出信号604が運転許容最低回転数Nm1n以下か否かにより判断する。回転数検出信号604が運転許容最低回転数Nm1n以下でない場合には（ステップS3）へ戻り、それ以外の場合は（ステップS6）へ進む。

30

#### 【0043】

（ステップS5）において、回転数検出信号604が運転許容最低回転数Nm1n以下の場合には、コントローラ500は、高圧タービン3の回転数低減の制御を停止する（ステップS6）。具体的には、効率改善制御部25において、高圧タービン3の回転数を低減するために、燃料制御部27へ出力していた燃料供給量を低下させる上位指令信号を停止する。このことにより、燃料制御部27から出力される燃料制御弁開度指令602の減少は停止する。運転許容最低回転数Nm1n以下の運転は、ガスタービンにおける軸振動と翼共振との発生が予測されるためである。（ステップS6）での処理が終わると、リターンへ進み、再度処理を開始する。

40

#### 【0044】

（ステップS5）において、回転数検出信号604が運転許容最低回転数Nm1n以下でない場合には、コントローラ500は、再度（ステップS3）を実行する。

（ステップS3）において、IGV301の開度検出信号605がIGV開度Os超過の場合には、コントローラ500は、高圧タービン3の回転数低減の制御を停止する（ステップS7）。具体的には、効率改善制御部25において、高圧タービン3の回転数を低減するために、燃料制御部27へ出力していた燃料供給量を低下させる上位指令信号を

50

停止する。このことにより、燃料制御部 27 から出力される燃料制御弁開度指令 602 の減少は停止する。ここまでフローは、図 3 及び図 4 で説明した作動点 B から作動点 C に移動した部分に該当する。

#### 【0045】

コントローラ 500 は、吸気噴霧を開始し、噴霧量の増加の制御を開始する（ステップ S8）。具体的には、効率改善制御部 25 において、IGV301 の開度を増加させるために、噴霧流量御部 28 へ噴霧流量を増加させる上位指令信号を出力する。このことにより、噴霧流量制御部 28 から出力される噴霧流量制御弁開度指令 603 が増加を開始する。ここまでフローは、図 3 及び図 4 で説明した作動点 C から噴霧流量を増加させる部分に該当する。

10

#### 【0046】

コントローラ 500 は、IGV301 の開度が定格開度 Or 以上か否かを判断する（ステップ S9）。具体的には、効率改善制御部 25 において、予め設定された IGV 定格開度 Or と IGV301 の開度検出信号 605 とを比較して、IGV301 の開度検出信号 605 が IGV 定格開度 Or 以上か否かにより判断する。IGV301 の開度検出信号 605 が IGV 定格開度 Or 以上でない場合には（ステップ S8）へ戻り、それ以外の場合は（ステップ S10）へ進む。ここまでフローは、図 3 及び図 4 で説明した作動点 C から D へ向けての部分に該当する。ここにおける吸気噴霧は、IGV301 開度が確保されているので、圧縮機 1 の内部で効果的に液滴の蒸発が促進される。この中間冷却の効果により圧縮機 1 の駆動力を低減され、さらに IGV の開度が開方向に改善される。

20

#### 【0047】

（ステップ S9）において、IGV301 の開度検出信号 605 が IGV 定格開度 Or 以上でない場合には、コントローラ 500 は、再度（ステップ S8）を実行していく。

（ステップ S9）において、IGV301 の開度検出信号 605 が IGV 定格開度 Or 以上の場合には、コントローラ 500 は、噴霧量の増加の制御を停止する（ステップ S10）。具体的には、効率改善制御部 25 において、IGV301 の開度を開方向に改善するために、噴霧流量御部 28 へ出力していた噴霧流量を増加させる上位指令信号を停止する。このことにより、噴霧流量制御部 28 から出力される噴霧流量制御弁開度指令 603 の増加は停止し、一定の噴霧流量が供給されることになる。ここまでフローは、図 3 及び図 4 で説明した作動点 C から作動点 D に移動した部分に該当する。（ステップ S10）での処理が終わると、リターンへ進み、再度処理を開始する。

30

#### 【0048】

上述した本発明の 2 軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第 1 の実施の形態によれば、2 軸ガスタービンの圧縮機 1 の効率の低下した運転状態において、IGV301（入口案内翼）の開度に応じて吸気噴霧量と高圧タービン 3 の回転数とを制御するので、圧縮機 1 の駆動力を低減できると共に、吸気部の液滴のドレイン量を低減することができる。この結果、2 軸ガスタービンの効率及び信頼性を高めることができる。

#### 【実施例 2】

#### 【0049】

以下、本発明の 2 軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第 2 の実施の形態を図面を用いて説明する。図 6 は本発明の 2 軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第 2 の実施の形態を備えた 2 軸ガスタービンシステムを示す概略構成図である。図 6 において、図 1 乃至図 5 に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

40

#### 【0050】

図 6 に示す本発明の 2 軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第 2 の実施の形態は、大略第 1 の実施の形態と同様の機器で構成されるが、以下の構成が異なる。本実施の形態においては、圧縮機 1 の吸気温度を検出する第 1 温度計 9a と、圧縮機 1 の吸気圧力を検出する第 1 圧力計 9b と、圧縮機 1 の吐出温度を検出する第 2 温度計 9c と、圧縮機 1 の吐出圧力を検出する第 2 圧力計 9d とを設け、これら温度計、圧力計 9a ~ 9d で検出した各種検出信号 606 をコントローラ 500 に取り込む点が異なる。

50

## 【0051】

本実施の形態においては、コントローラ500が、この各種検出信号606から圧縮機効率を直接算出し、この圧縮機効率の信号に基づいて、高圧タービン3の回転数と圧縮機の噴霧量とを制御する。このように、圧縮機効率を算出して、圧縮機効率に基づいて制御するので、第1の実施の形態で説明した高圧タービン回転数と効率およびIGV開度と効率の関係の算出において、大気温度変化による補正計算が不要になる。このことにより、2軸ガスタービンの運転制御の精度が向上する。

## 【0052】

上述した本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第2の実施の形態によれば、第1の実施の形態と同様に効果を得ることができる。

10

## 【0053】

また、上述した本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第2の実施の形態によれば、圧縮機効率を直接算出し、この圧縮機効率の信号に基づいて、高圧タービン3の回転数と圧縮機1の噴霧量とを制御するので、2軸ガスタービンの運転制御の精度が向上し、信頼性がより向上する。

## 【実施例3】

## 【0054】

以下、本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第3の実施の形態を図面を用いて説明する。図7は本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第3の実施の形態を備えた2軸ガスタービンシステムを示す概略構成図である。図7において、図1乃至図6に示す符号と同符号のものは同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

20

## 【0055】

図7に示す本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第3の実施の形態は、大略第1の実施の形態と同様の機器で構成されるが、以下の構成が異なる。本実施の形態においては、圧縮機の中間段において動翼の先端間隙を計測する動翼先端間隙センサ10を設け、動翼先端間隙センサ10で検出した動翼の先端間隙検出信号607をコントローラ500に取り込む点が異なる。

## 【0056】

ガスタービンの吸気に多量の液滴を噴霧して中間冷却する圧縮機1において、IGV開度が閉じられた状態では、IGV301に衝突した液滴が粗大な液滴となり、前段側から中間段のケーシング内壁面に液膜が形成される。主流空気の温度は流れに伴って大気温度から徐々に昇温されるので、前段側に堆積する液膜はケーシングの熱変形に対してほとんど影響を及ぼさない。しかし、液滴の蒸発完了段より上流側に位置する中間段では高温のケーシング内壁面に液滴が付着することでケーシングの熱変形に大きな影響を及ぼす。

30

## 【0057】

液滴を噴霧する前の定格運転時に中間段の動翼先端部と、その動翼を囲う環状のケーシング内壁面間に一定の間隙を有している状態で、液滴を噴霧したときについて説明する。中間段のケーシングに液滴が堆積して液膜が形成される場合、熱伝導によりケーシング温度が下がり、ケーシングの熱膨張が抑制される。そのためロータや動翼の熱膨張よりケーシングの熱膨張が小さくなり動翼とケーシング内壁面の間隙は縮小して、ケーシングの熱膨張が小さくなり過ぎることで、動翼はケーシング内壁面に接触して動翼先端が損傷する可能性が発生する。

40

## 【0058】

液滴の噴霧を考慮して、動翼の先端間隙を大きく設計した場合、高気温時に液滴を噴霧することでケーシングの熱変形が抑制されて翼先端間隙を最小にできる。しかし、低気温時は液滴噴霧が少流量に調整、もしくは停止されるため、動翼先端間隙の拡大により圧縮機1の効率が低下する。また、圧縮機1の吸気温度や湿度条件によって吸気ダクト内での蒸発量が変化するため、圧縮機1内部の蒸発位置も変化する。つまり、蒸発完了段が大気条件や噴霧量によって変化してしまうため、設計時に動翼の先端間隙量を的確に設定することは困難である。

50

## 【0059】

本実施の形態においては、コントローラ500が、動翼先端間隙センサ10が検出した動翼の先端間隙検出信号607を取り込み、この動翼の先端間隙量をモニタしながら圧縮機の噴霧量を制御する。具体的には、予め定めた間隙余裕値との差異の信号に基づいて噴霧水の流量を制御し、余裕値小の場合には、噴霧を中止する制御を行う。このため、動翼の先端間隙の縮小による動翼とケーシング内壁面との接触を確実に回避することができる。このことにより、2軸ガスタービンの信頼性がより向上する。

## 【0060】

上述した本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第3の実施の形態によれば、第1の実施の形態と同様に効果を得ることができる。

10

## 【0061】

また、上述した本発明の2軸ガスタービンの制御装置及び制御方法の第3の実施の形態によれば、2軸ガスタービンの軸流圧縮機1の効率低下に対して、液滴噴霧による圧縮機の駆動力を効果的に低減でき、また、吸気部の液滴のドレイン量の低減と、圧縮機動翼先端間隙の縮小による動翼とケーシング内壁面の接触を回避して、ガスタービンの出力増加と信頼性に優れた2軸ガスタービンを提供できる。

## 【0062】

なお、本発明は上記した実施例に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施例は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、上記した実施例をすべて同一のガスタービンシステムに適用することも可能である。

20

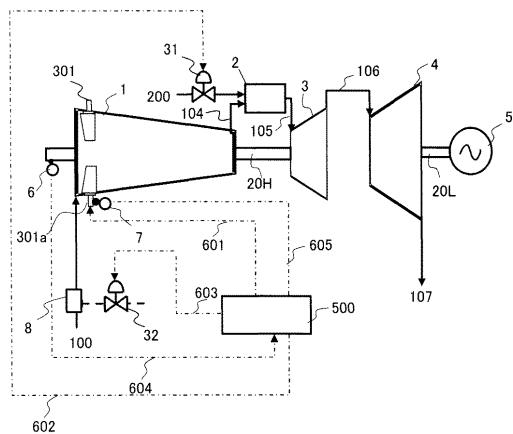
## 【符号の説明】

## 【0063】

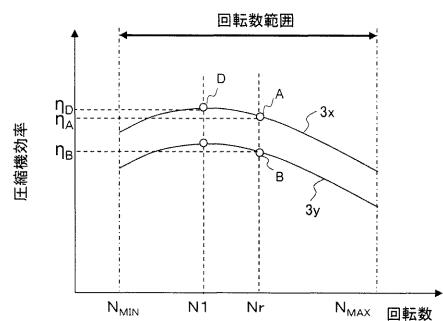
1	圧縮機	
2	燃焼器	
3	高圧タービン	
4	低圧タービン	
5	発電機	
6	回転計	
7	開度計	30
8	液滴噴霧装置	
9 a	第1温度計	
9 b	第1圧力計	
9 c	第2温度計	
9 d	第2圧力計	
10	動翼先端間隙センサ	
20 H	第1回転軸	
20 L	第2回転軸	
25	効率改善制御部	
26	I G V開度制御部	40
27	燃料制御部	
28	噴霧流量制御部	
31	燃料制御弁	
32	噴霧流量制御弁	
100	空気	
104	高圧空気	
105	燃焼ガス	
106	膨張燃焼ガス	
107	排気ガス	
200	燃料	50

- 3 0 1 IGV (入口案内翼)  
 3 0 1 a IGV 駆動装置  
 5 0 0 コントローラ  
 6 0 1 IGV 開度指令  
 6 0 2 燃料制御弁開度指令  
 6 0 3 噴霧流量制御弁開度指令  
 6 0 4 回転数検出信号  
 6 0 5 IGV 開度検出信号  
 6 0 7 動翼の先端間隙検出信号

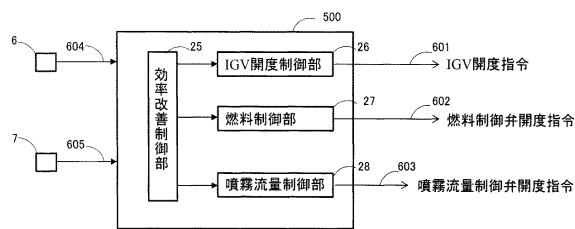
【図 1】



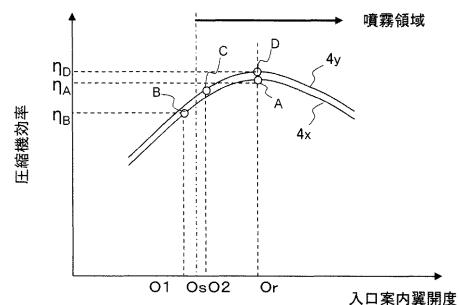
【図 3】



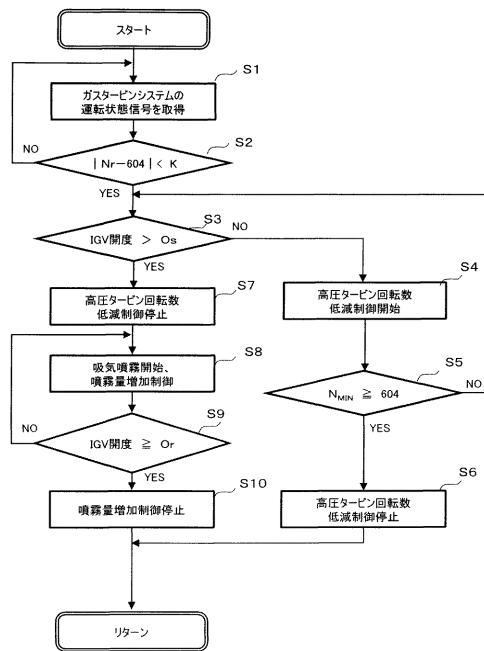
【図 2】



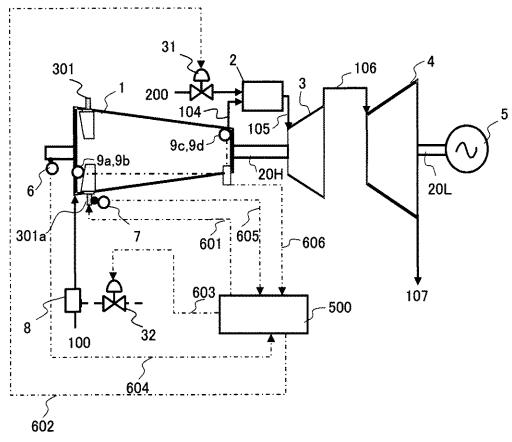
【図 4】



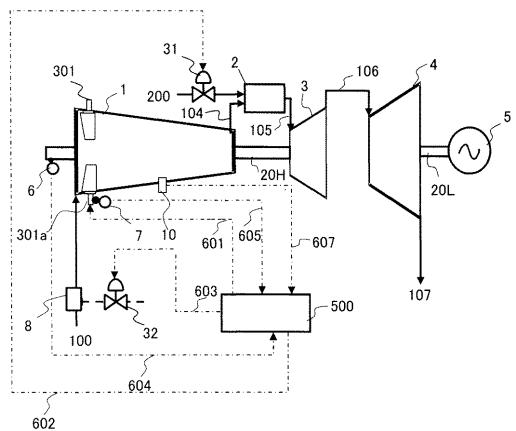
【図5】



【図6】



【図7】



---

フロントページの続き

(72)発明者 武田 拓也

東京都千代田区丸の内一丁目6番6号

株式会社日立製作所内

審査官 倉田 和博

(56)参考文献 特開平11-072029(JP, A)

特開2012-067764(JP, A)

特開2012-172587(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F02C 3/10

F02C 7/00、7/042、7/143

F02C 9/00