

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2011-47365  
(P2011-47365A)

(43) 公開日 平成23年3月10日(2011.3.10)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>FO2C 7/143 (2006.01)</b>	FO2C 7/143	
<b>FO2C 6/08 (2006.01)</b>	FO2C 6/08	
<b>FO2C 6/10 (2006.01)</b>	FO2C 6/10	
<b>FO2C 6/18 (2006.01)</b>	FO2C 6/18	Z
<b>FO2C 9/00 (2006.01)</b>	FO2C 9/00	B

審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 16 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2009-198383 (P2009-198383)  
(22) 出願日 平成21年8月28日 (2009. 8. 28)

(71) 出願人 000006208  
三菱重工工業株式会社  
東京都港区港南二丁目16番5号  
(74) 代理人 100134544  
弁理士 森 隆一郎  
(74) 代理人 100064908  
弁理士 志賀 正武  
(74) 代理人 100108578  
弁理士 高橋 詔男  
(74) 代理人 100126893  
弁理士 山崎 哲男  
(72) 発明者 川口 夏輝  
東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工工業株式会社内

最終頁に続く

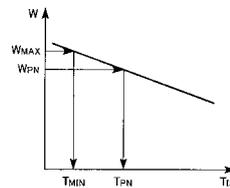
(54) 【発明の名称】 ガスタービン用吸気調温装置、並びに、これを備えたガスタービン及びガスタービンコンバインドサイクル発電プラント

(57) 【要約】

【課題】 (1) 所望する出力に対して十分な出力を得る。(2) 適切な出力でガスタービン設備の構成装置・構成部品の損傷を防止する。

【解決手段】 圧縮機と燃焼器とタービンとを備えるガスタービン設備に用いられるガスタービン用吸気調温装置であって、外部から前記圧縮機へと吸い込まれる吸込空気と熱交換可能な熱交換手段と、前記ガスタービン設備の要求出力に応じて前記熱交換手段によって前記吸込空気の温度を調整させる吸気温度制御部とを備え、前記吸気温度制御部は、前記圧縮機入口における前記吸込空気の圧縮機入口温度  $T_{IN}$  が、ガスタービン設備の定格出力  $W_{PN}$  に応じた定格温度  $T_{PN}$  未満、かつ、前記ガスタービン設備の最大許容出力  $W_{MAX}$  に応じた最低温度  $T_{MIN}$  以上となるように制御することを特徴とする。

【選択図】 図2



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

圧縮機と燃焼器とタービンとを備えるガスタービン設備に用いられるガスタービン用吸気調温装置であって、

外部から前記圧縮機へと吸い込まれる吸込空気と熱交換可能な熱交換手段と、

前記ガスタービン設備の要求出力に応じて前記熱交換手段によって前記吸込空気の温度を調整させる吸気温度制御部とを備え、

前記吸気温度制御部は、前記圧縮機入口における前記吸込空気の圧縮機入口温度が、ガスタービン設備の定格出力に応じた定格温度未満、かつ、前記ガスタービン設備の最大許容出力に応じた最低温度以上となるように制御することを特徴とするガスタービン用吸気調温装置。 10

## 【請求項 2】

前記熱交換手段は、前記タービンの排気ガスを熱源とすることを特徴とする請求項 1 に記載のガスタービン用吸気調温装置。

## 【請求項 3】

前記熱交換手段は、前記圧縮機より抽気した圧縮空気を熱源とすることを特徴とする請求項 1 に記載のガスタービン用吸気調温装置。

## 【請求項 4】

前記吸気温度制御部は、前記圧縮機入口における前記吸込空気の圧縮機入口温度が、前記最低温度となるように制御することを特徴とする請求項 1 から 3 のうちいずれか一項に記載のガスタービン用吸気調温装置。 20

## 【請求項 5】

前記ガスタービン設備は、発電機を備え、

前記吸気温度制御部は、前記定格出力と前記要求出力とを比較し、前記要求出力が大きい場合において、設定された電力価格に基づいて発電に伴う収支が所定の基準を満たすことを条件として、前記圧縮機入口温度を前記定格温度未満、かつ、前記最低温度以上となるように制御することを特徴とする請求項 1 から 4 のうちいずれか一項に記載のガスタービン用吸気調温装置。

## 【請求項 6】

請求項 1 から 5 のうちいずれか一項に記載のガスタービン用吸気調温装置を備えるガスタービン。 30

## 【請求項 7】

請求項 1 から 5 のうちいずれか一項に記載のガスタービン用吸気調温装置と、

圧縮機と燃焼器とタービンとを備えるガスタービンと、

前記ガスタービンからの排熱を利用する排熱利用手段とを備えることを特徴とするガスタービンコンバインドサイクル発電プラント。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、ガスタービン用吸気調温装置、並びに、これを備えたガスタービン及びガスタービンコンバインドサイクル発電プラントに関するものである。 40

## 【背景技術】

## 【0002】

従来、圧縮機、燃焼器及びタービンを基本構成とするガスタービンを備えた発電プラントにおいては、タービンから排出される排熱を利用した排熱利用手段を備えるガスタービンコンバインドサイクル（以下、「GTCC」と称する。）発電プラントが知られている。具体例としては、ガスタービンの排熱を利用するボイラを備えると共に、このボイラで生成された蒸気を利用する蒸気タービンを備えたものがある。このGTCC発電プラントでは、ガスタービンの他、タービンの排熱を利用した蒸気タービンにより発電を行うことができるため、全体として発電効率の向上を図ることができる。 50

## 【0003】

このようなGTC発電プラントにおいては、圧縮機へと吸い込まれる吸込空気の温度によって出力が影響を受ける。特に夏季においては、大気温度が上昇するために、吸込空気の密度が低下して、質量流量が低下し、出力が低下する。このような出力低下を抑止するために、上記吸込空気を冷却する冷却装置を備えるものがある（例えば、下記特許文献1）。

## 【先行技術文献】

## 【特許文献】

## 【0004】

【特許文献1】特開平11-93692号公報

10

## 【発明の概要】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0005】

しかしながら、従来の技術では、低下した出力を回復させることができるが、所望する出力に対して、十分な出力を得ることができるとは限らないという問題がある。特に、大気温度は通年で変化するために、継続して十分な出力を得ることが難しいという問題がある。

一方、常に所望する出力を確保しようとする、出力が増大し過ぎてガスタービン設備の構成装置・構成部品（例えば、軸受等）が損傷する恐れがあるという問題がある。

## 【0006】

20

本発明は、このような事情を考慮してなされたもので、以下のことを目的とする。

(1) 所望する出力に対して十分な出力を得る。

(2) 適切な出力でガスタービン設備の構成装置・構成部品の損傷を防止する。

## 【課題を解決するための手段】

## 【0007】

上記目的を達成するために、本発明は以下の手段を採用している。

すなわち、本発明に係るガスタービン用吸気調温装置は、圧縮機と燃焼器とタービンとを備えるガスタービン設備に用いられるガスタービン用吸気調温装置であって、外部から前記圧縮機へと吸い込まれる吸込空気と熱交換可能な熱交換手段と、前記ガスタービン設備の要求出力に応じて前記熱交換手段によって前記吸込空気の温度を調整させる吸気温度制御部とを備え、前記吸気温度制御部は、前記圧縮機入口における前記吸込空気の圧縮機入口温度が、ガスタービン設備の定格出力に応じた定格温度未満、かつ、前記ガスタービン設備の最大許容出力に応じた最低温度以上となるように制御することを特徴とする。

30

この構成によれば、吸気温度制御部が、圧縮機入口における吸込空気の圧縮機入口温度を、ガスタービン設備の定格出力に応じた定格温度未満、かつ、前記ガスタービン設備の最大許容出力に応じた最低温度以上となるように制御するので、ガスタービン設備の出力が定格出力よりも大きく、かつ、最大許容出力以下となる範囲に制御される。これにより、十分な出力を継続して確保することができ、また、適切な出力でガスタービン設備の構成装置・構成部品の損傷を防止することができる。

なお、「ガスタービン設備」とは、ガスタービンの他、例えば、ガスタービンを備える発電プラントを含む意味で用いている。

40

また、「定格出力」「最大許容出力」は、ガスタービン設備の仕様によって定まる。

## 【0008】

また、前記熱交換手段は、前記タービンの排気ガスを熱源とすることを特徴とする。

この構成によれば、タービンから排出された排気ガスを熱源とするので、新たに熱源を付加する必要がなく、外部に放出される熱を有効利用することで、エネルギー効率が良好なものとなる。

## 【0009】

また、前記熱交換手段は、前記圧縮機より抽気した圧縮空気を熱源とすることを特徴とする。

50

この構成によれば、圧縮機より抽気した圧縮空気を熱源とするので、新たに熱源を付加する必要がなく、エネルギー効率が良好なものとなる。

【0010】

また、前記吸気温度制御部は、前記圧縮機入口における前記吸込空気の圧縮機入口温度が、前記最低温度となるように制御することを特徴とする。

この構成によれば、圧縮機入口温度が、常に最低温度となるように制御するので、最大許容出力を継続して得ることができる。

【0011】

また、前記ガスタービン設備は、発電機を備え、前記吸気温度制御部は、前記定格出力と前記要求出力とを比較し、前記要求出力が大きい場合において、設定された電力価格に基づいて発電に伴う収支が所定の基準を満たすことを条件として、前記圧縮機入口温度を前記定格温度未満、かつ、前記最低温度以上となるように制御することを特徴とする。

この構成によれば、要求出力と定格出力とを比較して、発電に伴う収支が所定の基準を満たすことを条件として、圧縮機入口温度を定格温度未満、かつ、最低温度以上にするので、発電に伴う収支とは無関係に圧縮機入口温度を定格温度未満とすることを避けることができる。これにより、発電に伴う収支に基づいて限定的に吸込空気を定格温度未満とするので、経済的な運転が可能となる。

【0012】

また、本発明に係るガスタービンは、上記いずれかのガスタービン用吸気調温装置を備えることを特徴とする。

この構成によれば、上記いずれかのガスタービン用吸気調温装置を備えるので、所望する出力に対して十分な出力を得ることができると共に、適切な出力でガスタービン設備の構成装置・構成部品の損傷を防止することができる。

【0013】

また、本発明に係るガスタービンコンバインドサイクル発電プラントは、上記いずれかのガスタービン用吸気調温装置と、圧縮機と燃焼器とタービンとを備えるガスタービンと、前記ガスタービンからの排熱を利用する排熱利用手段とを備えることを特徴とする。

この構成によれば、上記いずれかのガスタービン用吸気調温装置を備えるので、所望する出力に対して十分な出力を得ることができると共に、適切な出力でガスタービン設備の構成装置・構成部品の損傷を防止することができる。

【発明の効果】

【0014】

本発明に係るガスタービン用吸気調温装置によれば、所望する出力に対して十分な出力を得ることができると共に、適切な出力でガスタービン設備の構成装置・構成部品の損傷を防止することができる。

また、本発明に係るガスタービンによれば、所望する出力に対して十分な出力を得ることができると共に、適切な出力でガスタービン設備の構成装置・構成部品の損傷を防止することができる。

また、本発明に係るガスタービンコンバインドサイクル発電プラントによれば、所望する出力に対して十分な出力を得ることができると共に、ガスタービン設備の構成装置・構成部品の損傷を防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【0015】

【図1】本発明の第一実施形態に係るGTCC発電プラントG1の概略構成図である。

【図2】本発明の第一実施形態に係る吸気温度制御部50の制御条件説明図であって、圧縮機入口温度 $T_{IN}$ と、GTCC発電プラントG1の出力 $W$ との関係を示した図である。

【図3】本発明の第一実施形態に係る吸気温度制御部50の動作を示すフローチャートである。

【図4】本発明の第一実施形態に係るGTCC発電プラントG1の作用説明図であって、温度と時間との相関を示す相関図である。

10

20

30

40

50

【図5】本発明の第二実施形態に係るGTCC発電プラントG2を示す概略構成図である。

【図6】本発明の第三実施形態に係るGTCC発電プラントG3の吸気温度制御部80のブロック図である。

【図7】本発明の第三実施形態に係るGTCC発電プラントG3の判定手段83の判定基準を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0016】

以下、図面を参照し、本発明の実施の形態について説明する。

(第一実施形態)

図1は、本発明の第一実施形態に係るGTCC発電プラントG1の概略構成図である。図1に示すように、GTCC発電プラントG1は、ガスタービン1と、ガスタービン用吸気調温装置2と、発電機4と、ボイラと蒸気タービンとから概略構成される不図示の排熱利用手段5とを備えている。

【0017】

ガスタービン1は、大気(外部空気)から圧縮機1aへと吸い込まれる吸込空気Aを圧縮機1aによって圧縮して燃焼器1bに供給し、燃焼器1bで燃料Fと混合して燃焼させて燃焼ガスGを生成し、これをタービン1c内に供給することで、図示しない翼構造によりロータ1dを回転させて発電機4で発電を行うことが可能である。また、タービン1c内を流通した燃焼ガスGは、排気ガスg1として不図示の排熱利用手段(ボイラ等)に供給され、その排熱を利用して蒸気を生成するようになっている。

【0018】

ガスタービン用吸気調温装置2は、冷却循環系20と、加熱循環系30と、測定部40と、これら冷却循環系20と加熱循環系30とを制御する吸気温度制御部50とを備えている。

【0019】

冷却循環系20は、第一熱交換器21と、冷凍機22と、第二熱交換器23と、第一熱交換器21と冷凍機22との間で熱媒体H1を循環させる管路20aと、冷凍機22と第二熱交換器23との間で熱媒体H2を循環させる管路20bとから構成されている。

第一熱交換器21は、外部から吸い込んだ吸込空気Aの吸込流路に設けられており、吸込空気Aとの熱交換によって昇温した熱媒体H1を冷凍機22に供給する。

冷凍機22は、第一熱交換器21から昇温した熱媒体H1を受けて降温させると共に、排熱を熱媒体H2に放出し、第二熱交換器23に供給する。

第二熱交換器23は、熱媒体H2から排熱された熱を外部へ放出すると共に、排熱後の熱媒体H2を冷凍機22に供給する。

【0020】

加熱循環系30は、第一熱交換器21と、第三熱交換器31と、管路20aと、これら間で熱媒体H1を循環させる管路30aとから構成されている。

第一熱交換器21は、吸込空気Aによって降温した熱媒体H1を第三熱交換器31に供給する。

第三熱交換器31は、タービン1cと排熱利用手段5との間に配されており、排気ガスg1を熱源として熱媒体H1を加熱する。具体的には、吸込空気Aによって降温した熱媒体H1を管路20a及び管路30aを介して第一熱交換器21から受けると共に、排気ガスg1と熱交換して昇温した熱媒体H1を第一熱交換器21に供給する。

【0021】

これら冷却循環系20と加熱循環系30とは、三方弁11等を介して接続されており、第一熱交換器21の接続が、冷凍機22及び第三熱交換器31の一方に択一的に切り替わるようになっている。

【0022】

測定部40は、大気温度測定部41を有しており、大気温度 $T_{a,m,b}$ を吸気温度制御部

10

20

30

40

50

50に出力する。

【0023】

吸気温度制御部50は、測定部40から入力された大気温度 $T_{amb}$ に基づいて、三方弁11とポンプ12とを制御(図1の1及び2)することにより、冷却循環系20と加熱循環系30とを切り換える。具体的には、吸気温度制御部50は、吸込空気Aの圧縮機1a入口における温度である圧縮機入口温度 $T_{IN}$ を最低温度 $T_{MIN}$ 以上、定格温度 $T_{PN}$ 未満に制御する。

【0024】

図2は、圧縮機入口温度 $T_{IN}$ と、GTCC発電プラントG1の出力 $W$ との関係を示した図である。

10

図2に示すように、最低温度 $T_{MIN}$ は、GTCC発電プラントG1の最大許容出力 $W_{MAX}$ に対応する圧縮機入口温度 $T_{IN}$ である。すなわち、最大許容出力 $W_{MAX}$ において、定格温度 $T_{PN}$ よりも相対的に低温となり質量流量が大きくなる圧縮機入口温度 $T_{IN}$ であり、最大許容出力 $W_{MAX}$ から定まるものである。この最大許容出力 $W_{MAX}$ は、プラントの仕様として予め定められるものであって、例えば、ロータ1dの機械的な強度や稼働条件等が考慮されて定められている。

【0025】

図2に示すように、定格温度 $T_{PN}$ は、GTCC発電プラントG1の定格出力 $W_{PN}$ に対応する圧縮機入口温度 $T_{IN}$ である。すなわち、定格出力 $W_{PN}$ において、最低温度 $T_{MIN}$ よりも相対的に高温となり質量流量が小さくなる圧縮機入口温度 $T_{IN}$ であり、定格出力 $W_{PN}$ から定まるものである。この定格出力 $W_{PN}$ は、最大許容出力 $W_{MAX}$ と同様に、プラントの仕様として予め定められているものである。

20

【0026】

これら最低温度 $T_{MIN}$ 及び定格温度 $T_{PN}$ は、予め求められて、ガスタービン用吸気調温装置2の不図示の記憶部に記憶されている。そして、吸気温度制御部50が、入力された大気温度 $T_{amb}$ が最低温度 $T_{MIN}$ 以上、定格温度 $T_{PN}$ 未満でない場合に、冷却循環系20と加熱循環系30とを切り換えて吸込空気Aを調温するようになっている。

【0027】

次に、上述した構成からなるGTCC発電プラントG1の作用を説明する。図3は、吸気温度制御部50の動作を示すフローチャートであり、図4は、温度と時間との相関を示す相関図である。

30

図3に示すように、吸気温度制御部50は、測定部40から大気温度 $T_{amb}$ が入力されると、この入力された大気温度 $T_{amb}$ が定格温度 $T_{PN}$ 未満であるか否かを判定する(ステップS1)。

【0028】

ステップS1の判定が「No」の場合、すなわち、大気温度 $T_{amb}$ (圧縮機入口温度 $T_{IN}$ )が定格温度 $T_{PN}$ 以上である場合には、吸気温度制御部50は、三方弁11を制御し、冷却循環系20に切り換えて(第一熱交換器21に冷凍機22を接続して)、吸込空気Aを冷却する(ステップS2)。そして、再びステップS1の判定を行う。

【0029】

40

ステップS1の判定が「Yes」の場合、すなわち、大気温度 $T_{amb}$ (圧縮機入口温度 $T_{IN}$ )が定格温度 $T_{PN}$ 未満である場合には、大気温度 $T_{amb}$ (圧縮機入口温度 $T_{IN}$ )が最低温度 $T_{MIN}$ 以上であるか否かを判定する(ステップS3)。なお、この際、GTCC発電プラントG1の出力 $W$ が定格出力 $W_{PN}$ よりも大きくなっている。

【0030】

ステップS3の判定が「No」の場合、すなわち、大気温度 $T_{amb}$ (圧縮機入口温度 $T_{IN}$ )が最低温度 $T_{MIN}$ 未満である場合には、吸気温度制御部50は、三方弁11を制御し、加熱循環系30に切り換えて(第一熱交換器21に第三熱交換器31を接続して)、吸込空気Aを加熱する(ステップS4)。そして、再びステップS3の判定を行う。

【0031】

50

ステップ S 3 の判定が「 Y e s 」の場合には、すなわち、大気温度  $T_{a m b}$  ( 圧縮機入口温度  $T_{I N}$  ) が最低温度  $T_{M I N}$  以上である場合には、第一熱交換器 2 1 に熱媒体 H 1 の供給を停止して ( ステップ S 5 )、処理を終了する。この際、 G T C C 発電プラント G 1 の出力  $W$  が最大許容出力  $W_{M A X}$  以下となっている。

【 0 0 3 2 】

このような構成により、図 4 に示すように、 G T C C 発電プラント G 1 の通年の稼働において圧縮機入口温度  $T_{I N}$  が、最低温度  $T_{M I N}$  以上、定格温度  $T_{P N}$  未満となる。換言すれば、 G T C C 発電プラント G 1 の出力  $W$  が定格出力  $W_{P N}$  よりも大きく、最大許容出力  $W_{M A X}$  以下となる。

【 0 0 3 3 】

以上説明したように、 G T C C 発電プラント G 1 によれば、吸気温度制御部 5 0 が、圧縮機 1 a 入口における吸込空気 A の圧縮機入口温度  $T_{I N}$  を、 G T C C 発電プラント G 1 の定格出力  $W_{P N}$  に応じた定格温度  $T_{P N}$  未満、かつ、 G T C C 発電プラント G 1 の最大許容出力  $W_{M A X}$  に応じた最低温度  $T_{M I N}$  以上となるように制御するので、十分な出力  $W$  を継続して確保することができ、また、適切な出力  $W$  で G T C C 発電プラント G 1 やガスタービン 1 の構成装置・構成部品の損傷を防止することができる。

【 0 0 3 4 】

すなわち、吸込空気 A を冷却して圧縮機入口温度  $T_{I N}$  を  $T_{P N}$  としても、出力  $W$  の増大が不完全なものとなって、定格出力  $W_{P N}$  を上回る所望する出力  $W$  を得ることができない場合があった。

一方、常に所望する出力  $W$  を確保しようとする、特に冬季や寒暖の差が激しい春季及び秋季に出力  $W$  が増大し過ぎて G T C C 発電プラント G 1 やガスタービン 1 の構成装置・構成部品が損傷する恐れがある。

しかしながら、 G T C C 発電プラント G 1 によれば、圧縮機入口温度  $T_{I N}$  を、定格温度  $T_{P N}$  未満、かつ、最低温度  $T_{M I N}$  以上となるように制御するので、 G T C C 発電プラント G 1 の出力  $W$  が定格出力  $W_{P N}$  よりも大きく、かつ、最大許容出力  $W_{M A X}$  以下となる範囲に制御される。

従って、十分な出力  $W$  を継続して確保することができ、また、適切な出力  $W$  で G T C C 発電プラント G 1 やガスタービン 1 の構成装置・構成部品の損傷を防止することができる。

【 0 0 3 5 】

また、大気温度  $T_{a m b}$  が最低温度  $T_{M I N}$  未満となった場合は、加熱循環系 3 0 の第三熱交換器 3 1 が、タービン 1 c から排出された排気ガス  $g 1$  を熱源として、吸込空気 A を加熱するので、新たに熱源を付加する必要がなく、外部に放出される熱を有効利用することで、エネルギー効率を良好にすることができる。

なお、熱源としてタービン 1 c からの排気ガス  $g 1$  の一部を利用してもよいし、排気ガス  $g 1$  の全部を利用しても良い。

【 0 0 3 6 】

また、 G T C C 発電プラント G 1 がガスタービン用吸気調温装置 2 を備えるので、所望する定格出力  $W_{P N}$  に対して十分な出力  $W$  を得ることができると共に、適切な出力  $W$  の範囲で G T C C 発電プラント G 1 やガスタービン 1 の構成装置・構成部品の損傷を防止することができる。

【 0 0 3 7 】

なお、上述した吸気温度制御部 5 0 の動作 ( 図 3 に示したフローチャート ) は一例であり、計算手順はこれに限られない。

【 0 0 3 8 】

( 第二実施形態 )

図 5 は、本発明の第二実施形態に係る G T C C 発電プラント G 2 を示す概略構成図である。なお、図 5 において、図 1 ~ 図 4 と同様の構成要素については、同一の符号を付し、説明を省略する。

10

20

30

40

50

## 【0039】

図5に示すように、GTCC発電プラントG2は、ガスタービン1がTCAクーラ1eを有する点、ガスタービン用吸気調温装置2が加熱循環系30の代わりに加熱循環系60を有する点、吸気温度制御部50の代わりに吸気温度制御部70を有する点が上述したGTCC発電プラントG1と異なる。

## 【0040】

TCAクーラ1eは、圧縮機1aから圧縮空気a1の一部を抽気して、この圧縮空気a1を冷却した後に、タービン1cに高温部分冷却用の空気として供給するものである。

## 【0041】

加熱循環系60は、第一熱交換器21と、第四熱交換器61(TCAクーラ1e)と、管路20aと、これらの中で熱媒体H1循環させる管路60aとから構成されている。

第四熱交換器61は、圧縮空気a1を熱源として熱媒体H1を加熱する。具体的には、吸込空気Aによって降温した熱媒体H1を第一熱交換器21から受けると共に、圧縮空気a1と熱交換して昇温した熱媒体H1を第一熱交換器21に供給する。

## 【0042】

吸気温度制御部70は、圧縮機入口温度 $T_{IN}$ を最低温度 $T_{MIN}$ となるように制御する。

## 【0043】

このGTCC発電プラントG2によれば、上述した第一実施形態の主要な効果を得られる他、加熱循環系60を備えて圧縮機1aより抽気した圧縮空気a1を熱源とするので、新たに熱源を付加する必要がなく、効率的に保守・運用をすることができる。

## 【0044】

また、吸気温度制御部70を有し、圧縮機入口温度 $T_{IN}$ を最低温度 $T_{MIN}$ となるように制御するので、最大許容出力 $W_{MAX}$ を継続して得ることができ、通年で最大許容出力 $W_{MAX}$ で稼働することができる。

## 【0045】

(第三実施形態)

図6は、本発明の第三実施形態に係るGTCC発電プラントG3の概略構成図である。なお、図6において、図1~図5と同様の構成要素については、同一の符号を付し、説明を省略する。

## 【0046】

GTCC発電プラントG3は、上述した吸気温度制御部50に代えて、吸気温度制御部80を有している点が、上述したGTCC発電プラントG1と異なる。この吸気温度制御部80は、定格出力 $W_{PN}$ と要求出力 $W_{PR}$ とを比較し、要求出力 $W_{PR}$ が大きい場合において、設定された電力価格 $P_E$ に基づいて発電に伴う収支が所定の基準を満たすことを条件として、圧縮機入口温度 $T_{IN}$ を最低温度 $T_{MIN}$ 以上、定格温度 $T_{PN}$ 未満に制御する。

## 【0047】

吸気温度制御部80は、要求出力 $W_{PR}$ と定格出力 $W_{PN}$ との差分である要求差分出力 $W$ 及び電力価格 $P_E$ に基づいて差分収入 $INC$ を演算する差分収入演算手段81と、要求出力 $W_{PR}$ に対応した圧縮機入口温度 $T_{IN}$ まで冷却した場合のガスタービン1の燃料コスト増分である燃料差分コスト $C_F$ を演算する燃料差分コスト演算手段82と、差分収入 $INC$ と差分コスト $C_C$ とを比較して、圧縮機入口温度 $T_{IN}$ を最低温度 $T_{MIN}$ 以上、定格温度 $T_{PN}$ 未満にするか否かを判定する判定手段83とを備えている。

なお、本実施形態においては、動翼等の消耗コスト増分と燃料差分コスト $C_F$ 等からなる差分コスト $C_C$ のうち、大部分を占める燃料差分コスト $C_F$ を差分コスト $C_C$ として擬制している。

## 【0048】

差分収入演算手段81は、要求入口温度演算部81aと、差分冷凍動力演算手段81bと、差分出力演算部81cと、差分収入演算部81dとを備えている。

10

20

30

40

50

## 【0049】

要求入口温度演算部 8 1 a は、稼働時の電力需要に基づいて外部から入力される要求出力  $W_{P_R}$  と、予め記憶部 8 5 に記憶され、要求出力  $W_{P_R}$  を得るために必要な圧縮機入口温度  $T_{I_N}$  である要求入口温度  $T_{P_R}$  と要求出力  $W_{P_R}$  との所定の関係（図 6 の（1））から、要求入口温度  $T_{P_R}$  を演算する。

ここで、電力需要は、販売可能な電力を含んでおり、例えば、自家発電で売電可能な場合には、売電することができる電力、電気事業者で顧客に販売した電力の残りを他の電力事業者に売電できる場合には、他の電気事業者に売電することができる電力を含むものである。

なお、要求出力  $W_{P_R}$  と要求入口温度  $T_{P_R}$  との所定の関係は、例えば、“Gas Turbine Theory 5th Edition”, Sarabanamutto, HIH, et al., 2001 “等に示されるものを用いることができる。

10

## 【0050】

差分冷凍動力演算手段 8 1 b は、要求入口温度演算部 8 1 a に演算された要求入口温度  $T_{P_R}$  と、記憶部 8 5 に記憶された定格温度  $T_{P_N}$ （図 6 の（2））と、大気温度測定部 4 1 に計測された大気温度  $T_{a_m_b}$  と、大気湿度測定部 4 2 に計測された大気湿度 と、ガスタービン制御装置 1 f から与えられる吸気流量  $G_{I_N}$  と、冷凍機制御装置 2 2 a から与えられる冷凍機 2 2 の成績係数 COP とに基づいて、定格温度  $T_{P_N}$  から要求入口温度  $T_{P_R}$  まで冷却する際に必要となる差分冷凍動力  $W_{I_N}$  を演算する。

この差分冷凍動力演算手段 8 1 b は、比エンタルピ差演算部 8 1 b 1 と、差分冷凍能力演算部 8 1 b 2 と、差分冷凍動力演算部 8 1 b 3 とを備えている。

20

## 【0051】

比エンタルピ差演算部 8 1 b 1 は、要求入口温度演算部 8 1 a で演算された要求入口温度  $T_{P_R}$  と、予め記憶部 8 5 に記憶された定格温度  $T_{P_N}$  と、大気温度測定部 4 1 から入力された大気温度  $T_{a_m_b}$  と、大気湿度測定部 4 2 から入力された大気湿度 と、予め記憶部 8 5 に記憶された NC 線図（図 6 の（4）（例えば、「徹底マスター 空気線図の読み方・使い方」, 空気調和・衛生工学会編, 1998, pp 16））とに基づいて、以下のようにして比エンタルピ差  $h$  を演算する。すなわち、この比エンタルピ差演算部 8 1 b 1 は、定格温度  $T_{P_N}$  よりも大気の露点温度が低い場合には、大気温度  $T_{a_m_b}$  及び大気湿度 から求まる絶対湿度の空気を定格温度  $T_{P_N}$  から要求入口温度  $T_{P_R}$  まで冷却する際に奪う必要のある比エンタルピ差  $h$  を、定格温度  $T_{P_N}$  よりも大気の露点温度が高い場合には、飽和空気を定格温度  $T_{P_N}$  から要求入口温度  $T_{P_R}$  まで冷却する際に奪う必要のある比エンタルピ差  $h$  を比エンタルピ差  $h$  として演算する。

30

## 【0052】

差分冷凍能力演算部 8 1 b 2 は、比エンタルピ差演算部 8 1 b 1 で演算された比エンタルピ差  $h$  とガスタービン制御装置 1 f から与えられる吸気流量  $G_{I_N}$  とから吸気を定格温度  $T_{P_N}$  から要求入口温度  $T_{P_R}$  まで冷却する際に奪う必要のある熱量  $H$  を演算する。

吸込空気 A の吸気流量  $G_{I_N}$  は、図 6 に例示したように、ガスタービン制御装置 1 f から得る構成としてもよいし、別途ガスタービン吸気流量演算部を設けて、圧縮機入口温度  $T_{I_N}$  から吸込空気 A の吸気流量  $G_{I_N}$  を演算する構成としても良い。ガスタービン吸気流量演算部を設ける場合には、例えば、“Gas Turbine Theory 5th Edition”, Sarabanamutto, HIH, et al., 2001 “等に示される方法を用いて吸込空気 A の吸気流量  $G_{I_N}$  を演算することができる。

40

## 【0053】

差分冷凍動力演算部 8 1 b 3 は、差分冷凍能力演算部 8 1 b 2 に演算された熱量  $H$  と冷凍機制御装置 2 2 a から与えられる冷凍機 2 2 の成績係数 COP とに基づいて、差分冷凍動力  $W_{I_N}$  を演算する。上記の冷凍機 2 2 の成績係数 COP は、図 6 に例示したように、冷凍機制御装置 2 2 a から与える構成としてもよいし、記憶部 8 5 から与える構成としても良い。

50

## 【0054】

差分出力演算部 8 1 c は、定格出力  $W_{P_N}$  と要求出力  $W_{P_R}$  との差である差分出力  $W$  を演算する。

## 【0055】

差分収入演算部 8 1 d は、差分出力演算部 8 1 c に演算された差分出力  $W$  と、差分冷凍動力演算部 8 1 b 3 が演算した差分冷凍動力  $W_{I_N}$  との差に、記憶部 8 5 に予め記憶された電力価格  $P_E$  を乗じて、差分収入  $I_{N_C}$  を演算する。

なお、電力価格  $P_E$  は、より最新のものが好ましい。

## 【0056】

燃料差分コスト演算手段 8 2 は、燃料差分コスト演算部 8 2 a を有している。

10

燃料差分コスト演算部 8 2 a は、差分出力演算部 8 1 c に演算された差分出力  $W$  と、予め記憶部 8 5 に記憶された単位発熱量当たりの燃料価格  $P_F$  及びガスタービン制御装置 1 f から与えられる発電効率  $E_G$  (図 6 の (3)) に基づいて、燃料差分コスト  $C_F$  を演算する。

なお、発電効率  $E_G$  は、冷凍機動力を差し引かない  $G T C C$  発電プラント  $G 3$  の出力 ( $W$ ) を投入する燃料発熱量 ( $Q$ ) で除した値である。

## 【0057】

図 7 は、判定手段 8 3 の判定基準を示す図である。

判定手段 8 3 は、定格出力  $W_{P_N}$  よりも要求出力  $W_{P_R}$  が大きく、かつ、差分コスト  $C_C$  (または燃料差分コスト  $C_F$ ) よりも差分収入  $I_{N_C}$  が大きいかが否かを判定する。

20

## 【0058】

吸気温度制御部 8 0 は、判定手段 8 3 の判断結果に基づいて、 $W_{P_R} > W_{P_N}$  である場合においては、 $0 < (I_{N_C} - C_C) \dots$  (収支が赤字または 0)、 $(I_{N_C} - C_C) > 0 \dots$  (収支が黒字) の双方のときに、吸込空気  $A$  を定格温度  $T_{P_N}$  未満にせず、定格温度  $T_{P_N}$  以上で稼働する。

## 【0059】

また、 $W_{P_R} > W_{P_N}$  である場合において、 $(I_{N_C} - C_C) < 0 \dots$  (収支が赤字または 0) のときには、吸込空気  $A$  を定格温度  $T_{P_N}$  未満にせず、定格温度  $T_{P_N}$  以上で稼働する。

一方、 $W_{P_R} > W_{P_N}$  である場合において、 $0 < (I_{N_C} - C_C) \dots$  (収支が黒字) のときには、吸込空気  $A$  を定格温度  $T_{P_N}$  未満、かつ、最低温度  $T_{M_I}$  以上に冷却する。

30

## 【0060】

次に、上記の構成からなる  $G T C C$  発電プラント  $G 1$  の動作について説明する。

まず、図 6 に示すように、要求入口温度演算部 8 1 a は、入力された要求出力  $W_{P_R}$  と、要求出力  $W_{P_R}$  を得るために必要な圧縮機入口温度  $T_{I_N}$  である要求入口温度  $T_{P_R}$  と要求出力  $W_{P_R}$  との所定の関係 (図 6 の (1)) から、要求入口温度  $T_{P_R}$  を演算する。

## 【0061】

次に、差分冷凍動力演算手段 8 1 b の比エンタルピ差演算部 8 1 b 1 は、要求入口温度演算部 8 1 a で演算された要求入口温度  $T_{P_R}$  と、予め記憶部 8 5 に記憶された定格温度  $T_{P_N}$  (図 6 の (2)) と、大気温度測定部 4 1 から入力された大気温度  $T_{a_m_b}$  と、大気湿度測定部 4 2 から入力された大気湿度  $h$  と、予め記憶部 8 5 に記憶された  $N C$  線図 (図 6 の (4)) とに基づいて、比エンタルピ差  $h$  を演算する。

40

## 【0062】

次に、差分冷凍能力演算部 8 1 b 2 は、比エンタルピ差演算部 8 1 b 1 で演算された比エンタルピ差  $h$  とガスタービン制御装置 1 f から与えられる吸気流量  $G_{I_N}$  とから、吸気を定格温度  $T_{P_N}$  から要求入口温度  $T_{P_R}$  まで冷却する際に奪う必要のある熱量  $H$  を演算する。

## 【0063】

次に、差分冷凍動力演算部 8 1 b 3 は、差分冷凍能力演算部 8 1 b 2 に演算された熱量

50

Hと冷凍機制御装置22aから与えられる冷凍機22の成績係数COPとに基づいて、差分冷凍動力  $W_{IN}$  を演算する。

【0064】

一方、差分出力演算部81cは、予め記憶部85に記憶された定格出力  $W_{PN}$  と、外部から入力された要求出力  $W_{PR}$  とに基づいて、定格出力  $W_{PN}$  と要求出力  $W_{PR}$  との差分出力  $W$  を演算する。

【0065】

次に、差分収入演算部81dは、差分冷凍動力演算手段81bに演算された差分冷凍動力  $W_{IN}$  と、記憶部85に予め記憶された電力価格  $P_E$  及び差分出力演算部81cに演算された差分出力  $W$  に基づいて、差分収入  $INC$  を演算する。

10

【0066】

一方、燃料差分コスト演算部82aは、差分出力演算部81cに演算された差分出力  $W$  と、予め記憶部85に記憶された単位発熱量当たりの燃料価格  $P_F$  及びガスタービン制御装置1fから与えられる発電効率  $E_G$  (図6の(3))に基づいて、燃料差分コスト  $C_F$  を演算する。

【0067】

次に、判定手段83は、定格出力  $W_{PN}$  よりも要求出力  $W_{PR}$  が大きく、かつ、差分コスト  $C_C$  よりも差分収入  $INC$  が大きいかが否かを判定する。

【0068】

そして、吸気温度制御部80は、判定手段83の判断結果に基づいて、 $W_{PR} > W_{PN}$  である場合においては、 $0 < (INC - C_C) \dots$  (収支が赤字または0)、 $(INC - C_C) > 0 \dots$  (収支が黒字)の双方のときに、吸込空気Aを定格温度  $T_{PN}$  未満にせず、定格温度  $T_{PN}$  以上で稼働する。すなわち、この場合は、要求出力  $W_{PR}$  が定格出力  $W_{PN}$  を下回っているから、あえて効率の悪い稼働範囲で、定格出力  $W_{PN}$  を上回る出力を得る必要性があまりない。従って、吸込空気Aを定格温度  $T_{PN}$  未満にする必要もない。

20

【0069】

また、吸気温度制御部80は、 $W_{PR} > W_{PN}$  である場合において、 $INC - C_C < 0 \dots$  (収支が赤字または0)のときには、吸込空気Aを定格温度  $T_{PN}$  未満にせず、定格温度  $T_{PN}$  以上で稼働する。すなわち、この場合は、要求出力  $W_{PR}$  が定格出力  $W_{PN}$  を上回っており、電力需要に応える必要性はあるものの、 $INC < C_C$  となっており、収支が0であるか、吸込空気Aを定格温度  $T_{PN}$  未満とすると赤字となる場合であるために、吸込空気Aを定格温度  $T_{PN}$  未満にすると非効率である。従って、効率の良い稼働範囲において、最も出力  $W$  を得ることができるよう、吸込空気Aを定格温度  $T_{PN}$  以上にして稼働する。

30

【0070】

一方、 $W_{PR} > W_{PN}$  である場合において、 $0 < (INC - C_C) \dots$  (収支が黒字)のときには、電力需要に応える必要性があり、 $INC > C_C$  となっており、稼働すれば黒字となるため、経済的である。従って、吸込空気Aを定格温度  $T_{PN}$  未満にして、定格出力  $W_{PN}$  を上回る出力を得るほうが効率的である。かつ、最低温度  $T_{MIN}$  以上に制御することにより、ガスタービン1及びGTCC発電プラントG3の最大許容出力  $W_{MAX}$  を上回ってしまうことを回避し、構成装置及び構成部品の損傷を防止しながら稼働することができる。

40

【0071】

以上、説明したように、GTCC発電プラントG3によれば、要求出力  $W_{PR}$  と定格温度  $T_{PN}$  での出力  $W$  とを比較して、発電に伴う収支が所定の基準を満たすことを条件として、圧縮機入口温度  $T_{IN}$  を最低温度  $T_{MIN}$  以上、定格温度  $T_{PN}$  未満にするので、圧縮機入口温度  $T_{IN}$  が発電に伴う収支と無関係に定格温度  $T_{PN}$  未満とすることを避けることができる。これにより、発電に伴う収支に基づいて限定的に吸込空気Aを定格温度  $T_{PN}$  未満とするので、経済的に吸込空気Aを冷却することができる。また、発電に伴う収

50

支が所定の基準を満たす場合には、吸込空気 A を定格温度  $T_{P_N}$  未満に冷却するので、定格出力  $W_{P_N}$  を上回る稼働が一律に禁止されず、適切に電力需要に応えることが可能となる。

従って、吸込空気 A を経済的に冷却すると共に適切に電力需要に応えることができる。

【0072】

また、差分収入演算手段 8 1 と燃料差分コスト演算手段 8 2 と判定手段 8 3 とを備え、差分収入  $I_{NC}$  と差分コスト  $C_C$  とを比較して、圧縮機入口温度  $T_{I_N}$  を定格温度  $T_{P_N}$  未満にするか否かを判定するので、差分収入  $I_{NC}$  と差分コスト  $C_C$  とから発電に伴う収支を的確に判断することができる。

【0073】

また、差分出力演算部 8 1 c と差分収入演算部 8 1 d とを備えるので、定格出力  $W_{P_N}$  と要求出力  $W_{P_R}$  と電力価格  $P_E$  とに基づいて、比較的予測信頼性が高い差分収入  $I_{NC}$  を求めることができる。

【0074】

また、定格出力  $W_{P_N}$  と要求出力  $W_{P_R}$  との差である差分出力  $W$  を求め、この差分出力  $W$  と単位発熱量当たりの燃料価格  $P_F$  と発電効率  $E_G$  とに基づいて、比較的予測信頼性が高い燃料差分コスト  $C_F$  を求めることができる。

【0075】

また、要求入口温度  $T_{P_R}$  と大気湿度  $h$  と大気温度  $T_{a_m_b}$  とに基づいて、比エンタルピ差  $h$  を求め、この比エンタルピ差  $h$  と成績係数  $COP$  とに基づいて、比較的予測信頼性が高い差分冷凍動力  $W_{I_N}$  を求めることができる。

【0076】

また、吸気温度制御部 8 0 が、判定手段 8 3 が定格出力  $W_{P_N}$  よりも要求出力  $W_{P_R}$  が大きく、かつ、差分コスト  $C_C$  よりも差分収入  $I_{NC}$  が大きいと判定した場合に、圧縮機入口温度  $T_{I_N}$  を定格温度  $T_{P_N}$  未満にするので、収支が黒字である場合に限定的に吸込空気 A を定格温度  $T_{P_N}$  未満とするので、利益を得ることができる場合にのみ定格出力  $W_{P_N}$  を上回る稼働を行って適切に電力需要に応えることが可能となる。

従って、吸込空気 A を効率的に冷却すると共に適切に電力需要に応えることができる。

【0077】

なお、上述した実施の形態において示した動作手順、あるいは各構成部材の諸形状や組み合わせ等は一例であって、本発明の主旨から逸脱しない範囲において設計要求等に基づき種々変更可能である。

例えば、上述した実施の形態では、加熱循環系 3 0 ( 6 0 ) を構成し、排気ガス  $g_1$  ( 圧縮空気  $a_1$  ) を熱源としたが、熱源を別途設ける構成としてもよい。

また、ボイラなどで一旦排熱を利用した後の排気ガス  $g_1$  を熱源としてもよいし、ボイラや蒸気タービンからの蒸気を利用してもよい。

また、冷却循環系 2 0 と独立的に加熱循環系 3 0 ( 6 0 ) を構成したが、加熱源と冷却源とを同一の循環系に設けてもよい。

また、冷却循環系 2 0 と独立的に加熱循環系 3 0 ( 6 0 ) を構成したが、完全に独立させて、第一熱交換器 2 1 に別々に熱媒体  $H_1$  を供給する構成にしてもよい。また、第一熱交換器 2 1 を一つとせず、複数設けてもよい。

【0078】

また、上述した実施の形態では、冷却循環系 2 0 と加熱循環系 3 0 ( 6 0 ) とを設けて、吸込空気 A を加熱冷却可能としたが、例えば、寒冷地であれば、冷却循環系 2 0 を省略してもよいし、温暖地であれば、加熱循環系 3 0 ( 6 0 ) を省略してもよい。

【0079】

燃料差分コスト  $C_F$  のみを差分コスト  $C_C$  と擬制して燃料差分コスト  $C_F =$  差分コスト  $C_C$  としたが、差分コスト  $C_C$  を燃料差分コスト  $C_F$  と動翼等の消耗に係る消耗コストとを併せたものとしてもよい。なお、消耗コストは、例えば、解析や実験結果から求められる消耗率と、定格温度  $T_{P_N}$  未満で稼働した時間を乗じて求めることができる。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 8 0 】

また、上述した実施の形態では、冷凍機制御装置 2 2 a から与えた成績係数 COP や、ガスタービン制御装置 1 f から与えた発電効率  $E_G$  は、記憶部 8 5 から与える構成にしてもよい。

また、記憶部 8 5 に保管されたデータ等は予め記憶させておいてもよいし、その都度直接入力してもよい。

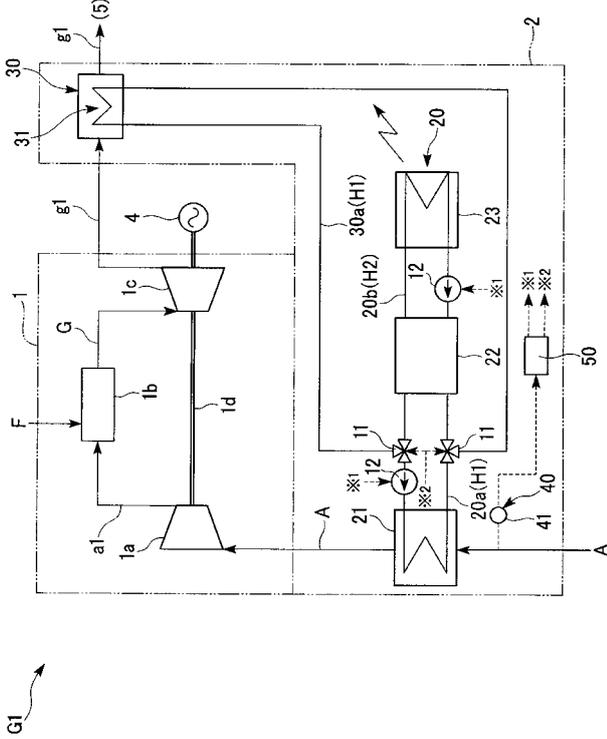
また、上述した実施の形態では、吸込空気 A を冷却する熱交換手段として第一熱交換器 2 1 を設けたが、他の構成を採用してもよい。

## 【 符号の説明 】

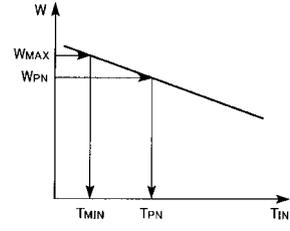
## 【 0 0 8 1 】

- |   |    |
|---|----|
| 1 ... ガスタービン                              |    |
| 1 a ... 圧縮機                               |    |
| 1 b ... 燃焼器                               |    |
| 1 c ... タービン                              |    |
| 2 ... ガスタービン用吸気調温装置                       |    |
| 4 ... 発電機                                 |    |
| 5 ... 排熱利用手段                              |    |
| 2 0 ... 冷却循環系                             |    |
| 2 1 ... 第一熱交換器 ( 熱交換手段 )                  |    |
| 3 0 , 6 0 ... 加熱循環系                       | 20 |
| 5 0 , 7 0 , 8 0 ... 吸気温度制御部               |    |
| A ... 吸込空気                                |    |
| H 1 , H 2 ... 熱媒体                         |    |
| $E_G$ ... 発電効率                            |    |
| G 1 ~ G 3 ... G T C C 発電プラント ( ガスタービン設備 ) |    |
| $P_E$ ... 電力価格                            |    |
| a 1 ... 圧縮空気                              |    |
| g 1 ... 排気ガス                              |    |
| $T_{IN}$ ... 圧縮機入口温度                      |    |
| $T_{PN}$ ... 定格温度                         | 30 |
| $W_{PN}$ ... 定格出力                         |    |
| $T_{MIN}$ ... 最低温度                        |    |
| $W_{MAX}$ ... 最大許容出力                      |    |

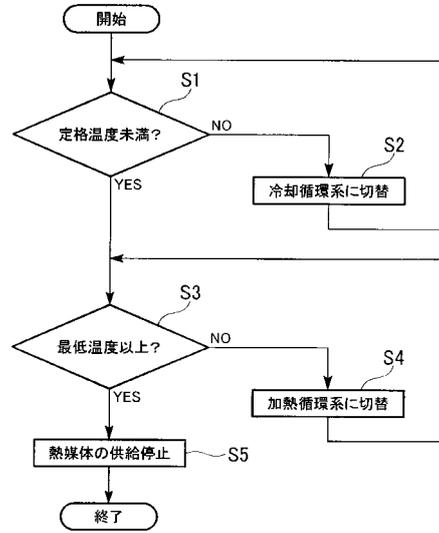
【 図 1 】



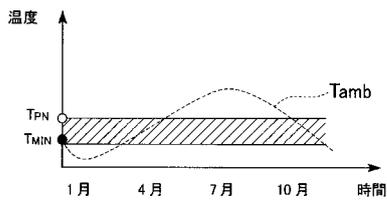
【 図 2 】



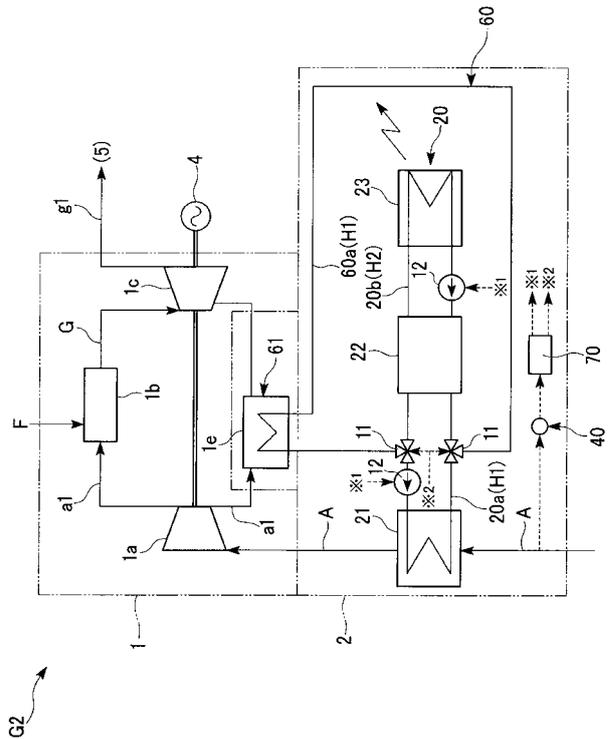
【 図 3 】



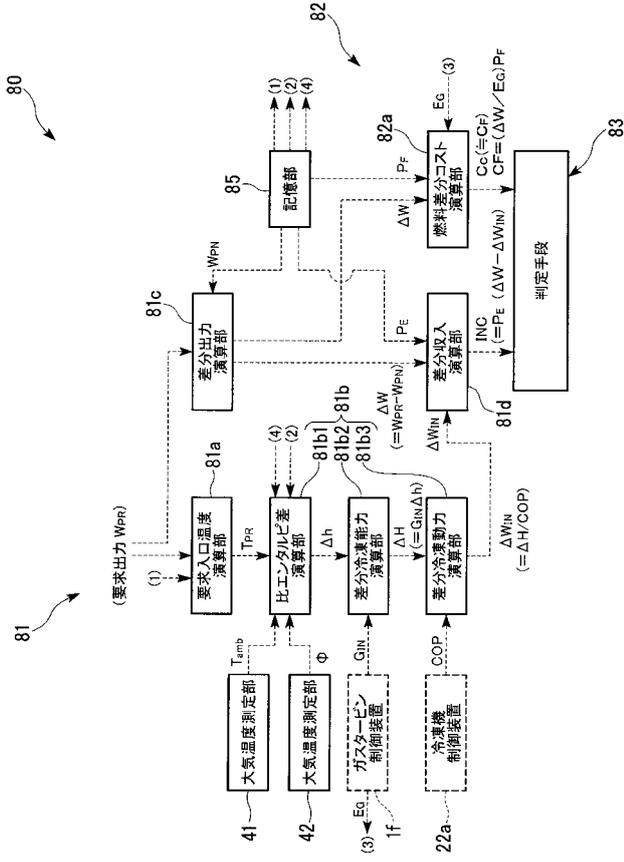
【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】



【 図 7 】

		(INC-C <sub>e</sub> )	
		≦ 0	> 0
$W_{PR} \leq W_{PN}$	$T_{IN} \geq \text{定格温度で運転}$	$T_{IN} \geq \text{定格温度で運転}$	$T_{IN} \geq \text{定格温度で運転}$
	$T_{IN} < \text{定格温度で運転}$	$T_{IN} < \text{定格温度で運転}$	最低温度 ≦ $T_{IN} < \text{定格温度で運転}$
$W_{PR} > W_{PN}$	$T_{IN} \geq \text{定格温度で運転}$	$T_{IN} \geq \text{定格温度で運転}$	最低温度 ≦ $T_{IN} < \text{定格温度で運転}$

## フロントページの続き

(51) Int.Cl.			F I			テーマコード(参考)
<i>F 0 2 C</i>	<i>9/18</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 C</i>	<i>9/18</i>		
<i>F 0 2 C</i>	<i>7/08</i>	<i>(2006.01)</i>	<i>F 0 2 C</i>	<i>7/08</i>	B	

- (72)発明者 伊藤 栄作  
東京都港区港南二丁目1番5号 三菱重工業株式会社内
- (72)発明者 寺崎 正雄  
東京都港区港南二丁目1番5号 三菱重工業株式会社内
- (72)発明者 上地 英之  
東京都港区港南二丁目1番5号 三菱重工業株式会社内