

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3974208号
(P3974208)

(45) 発行日 平成19年9月12日(2007.9.12)

(24) 登録日 平成19年6月22日(2007.6.22)

(51) Int. Cl.	F I
FO1K 23/10 (2006.01)	FO1K 23/10 V
FO1K 7/18 (2006.01)	FO1K 7/18 B
FO1K 21/00 (2006.01)	FO1K 21/00 A
F22B 1/18 (2006.01)	F22B 1/18 D

請求項の数 5 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願平8-262084	(73) 特許権者	500001035
(22) 出願日	平成8年10月2日(1996.10.2)		アルストム
(65) 公開番号	特開平9-125910		ALSTOM
(43) 公開日	平成9年5月13日(1997.5.13)		フランス 92300 レヴァロワール
審査請求日	平成15年7月25日(2003.7.25)		アブニュ アンドレ マルロー 3
(31) 優先権主張番号	19536839.8		3, avenue Andre Malraux, F-92300 Levallois Perret Cedex, France
(32) 優先日	平成7年10月2日(1995.10.2)		
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)	(74) 代理人	100061815
			弁理士 矢野 敏雄
		(74) 代理人	100094798
			弁理士 山崎 利臣
		(74) 代理人	100099483
			弁理士 久野 琢也

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 発電プラントの運転法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

主としてガスターボ群(Ⅰ)と、該ガスターボ群(Ⅰ)の下流に接続された排熱蒸気発生器(15)と、さらに該排熱蒸気発生器(15)の下流に接続された蒸気循環路(ⅡⅡⅠ)とから構成され、しかもガスターボ群(Ⅰ)が少なくとも1つの圧縮機ユニット(1)と、少なくとも1つの燃焼器(2, 4)と、少なくとも1つのタービン(3, 5)と、少なくとも1つの発電機(14)とから成り、さらに、最後のタービン(5)から到来した排ガスが排熱蒸気発生器(15)を通流し、この排熱蒸気発生器(15)内で少なくとも、蒸気循環路の少なくとも1つの蒸気タービン(16, 17, 18)を運転するための蒸気が発生させられる形式の発電プラントを運転する方法において、排熱蒸気発生器(15)の下方の温度範囲内で作動する熱交換段(15a)内で100%を越えて高められた液量を循環せしめ、ただし排ガス(11)により提供されるエネルギーに依存した定格水量を100%と定め、この液量の100%を越えた部分をこの熱交換段(15a)の端部のところで分流させて、少なくとも1つの圧力段(26)内で蒸発させ、この圧力段内で発生した蒸気(37)を蒸気タービン(17)に適合箇所て供給し、この圧力段(26)から到来した依然として熱い液量(36)を供給水容器および脱ガス器(22)に供給し、該脱ガス器で発生した蒸気(33)を別の蒸気タービン(18)に適合箇所て供給し、しかも前記液量の100%を越えた部分を、別個の熱交換エレメント内で、下方の温度範囲内の熱交換段(15a)に対して並列及び/又は直列に案内することを特徴とする、発電プラントの運転法。

10

20

【請求項 2】

ガスターボ群 (I) をシーケンシャル燃焼で運転する、請求項 1 記載の運転法。

【請求項 3】

下方の温度範囲内の熱交換段 (15 a) の直後に続く別の熱交換段 (15 b) 内の 100 % の液量を処理して超臨界蒸気 (27) を形成し、この超臨界蒸気を別の蒸気タービン (16) へ供給し、この蒸気タービン (16) 内で膨張した蒸気 (28) を排熱蒸気発生器 (15) 内へ戻し案内し、これにより、この蒸気をさらに別の熱交換段 (15 c) 内で処理して中間過熱蒸気 (29) と成し、次いでこの中間過熱蒸気を、さらに下流に接続された蒸気タービン (17) の適当な圧力段に供給する、請求項 1 記載の運転法。

【請求項 4】

供給水容器および脱ガス器 (22) を蒸気循環路 (I I I) の単独の蒸発段として運転する、請求項 1 記載の運転法。

【請求項 5】

液量の 100 % を越えた部分を、蒸気循環路 (I I I) 内で膨張する流体から分離し、熱交換により生じたその熱エネルギーを、別個の作動機械内で利用する、請求項 1 記載の運転法。

【発明の詳細な説明】**【0001】****【発明の属する技術分野】**

本発明は、主としてガスターボ群と、該ガスターボ群の下流に接続された排熱蒸気発生器と、さらに該排熱蒸気発生器の下流に接続された蒸気循環路とから構成され、しかもガスターボ群が少なくとも 1 つの圧縮機ユニットと、少なくとも 1 つの燃焼器と、少なくとも 1 つのタービンと、少なくとも 1 つの発電機とから成り、さらに、最後のタービンから到来した排ガスが排熱蒸気発生器を通流し、この排熱蒸気発生器内で少なくとも、蒸気循環路の少なくとも 1 つの蒸気タービンを運転するための蒸気が発生させられる形式の発電プラントを運転する方法に関する。

【0002】**【従来の技術】**

ガスターボ群と、これの下流に接続された排熱蒸気発生器と、これに接続された蒸気循環路とから成る発電プラントでは、最大効率を得るために、有利には蒸気循環路内に超臨界的な蒸気プロセスが設けられる。

【0003】

この種の回路はスイス国特許第 480535 号明細書により公知である。この種の回路内では、排熱蒸気発生器の下方の温度範囲内でのガスターボ群の最適な排熱利用の目的で、ガスタービン循環媒体の質量流れが分流されて、ガスタービン内で熱回収的に利用される。ガスタービン並びに蒸気プロセスはシーケンシャル燃焼方式で運転される。しかし、この構成は現代的な、有利には 1 軸式に設計されたガスタービンでは構造上の不所望な複雑さを招く。

【0004】**【発明が解決しようとする課題】**

本発明の課題とするところは、冒頭に記載した形式の発電プラントを運転する方法を改良して、排熱蒸気発生器の低い温度範囲内での蒸気循環路側の熱吸収能力が 1 軸式のガスタービンに関連して最大となるような方法を提供することである。

【0005】**【課題を解決するための手段】**

上記課題を解決するために本発明の構成では、排熱蒸気発生器の下方の温度範囲内で作動する熱交換段内で 100 % を越えて高められた液量を循環せしめ、この液量の 100 % を越えた部分をこの熱交換段の端部のところで分流させて、少なくとも 1 つの圧力段内で蒸発させ、この圧力段内で発生した蒸気を蒸気タービンに適合箇所まで供給し、この圧力段から到来した依然として熱い液量を供給水容器および脱ガス器に供給し、該脱ガス器で発生

10

20

30

40

50

した蒸気を別の蒸気タービンに適合箇所で供給するようにした。

【 0 0 0 6 】

【 発明の効果 】

本発明の主たる利点とするところは、第 1 の熱交換段の領域内で蒸気循環路側の熱吸収能力が、多く場合エコノマイザとして公知の排熱蒸気発生器の下方の温度範囲内で高められることにより、構造的な設計が簡単であるにもかかわらず、最後のタービンから到来する排ガスが 1 0 0 及びそれ以下になるまで良好に利用されることにある。

【 0 0 0 7 】

本発明の有利かつ効果的な別の実施例がその他の請求項に記載されている。

【 0 0 0 8 】

10

【 発明の実施の形態 】

次ぎに本発明の実施例を図面につき説明する。図面には本発明の理解にとって不必要なエレメントは排除されている。媒体の流れ方向は矢印により示されている。

【 0 0 0 9 】

図 1 はガスターボ群 I と、これの下流に接続された排熱蒸気発生器 II と、さらにこれの下流に配置された蒸気循環路 III とから構成された発電プラントを示す。

【 0 0 1 0 】

このガスターボ群 I は逐次燃焼、つまりシーケンシャル燃焼方式で形成されている。種々の燃焼器の運転のために必要な燃料の調整は図 1 では示されていない。この燃料調整は例えばガスターボ群との協働による炭素ガス化により行われる。使用燃料を 1 次網から引き出すことも可能であるのは勿論である。ガスターボ群の運転のためのガス燃料の供給をパイプラインを介して行う場合には、1 次網と消費網との間の圧力差及び / 又は温度差に由来するポテンシャルがガスターボ群の要求又は一般には回路の要求のために回収される。オートノマスユニットとしても作用できるこのガスターボ群は圧縮機 1 と、これの下流に接続された第 1 の燃焼器 2 と、さらにこれの下流に接続された第 1 のタービン 3 と、さらにこれの下流に接続された第 2 の燃焼器 4 と、さらにこれの下流に接続された第 2 のタービン 5 とから構成されている。圧縮機 1、第 1 タービン 3 及び第 2 のタービン 5 から成る流体機械は共通の 1 つのロータ軸 3 9 を有している。このロータ軸 3 9 は有利には圧縮機 1 のヘッド側と第 2 のタービン 5 の下流とに位置する図示されていない 2 つの軸受に支承されている。圧縮機 1 はその設計に応じて例えば比出力を高めるために図示されていない 2 つ又はそれ以上の部分圧縮機に分割されることができる。この種の構成では、第 1 の部分圧縮機の下流で第 2 の部分圧縮機の上流に中間冷却器が配置され、この中間冷却器内で部分圧縮空気が冷却される。同様に図示されていないこの中間冷却器内で回収された熱は最適に、要するに有効にプロセス内に戻し案内される。圧縮機 1 の吸込空気 6 は圧縮空気 7 となって、圧縮機出口と第 1 のタービン 3 とを囲む詳細には図示されていないケーシング内に流入する。このケーシング内には第 1 の燃焼器 2 も設けられており、この第 1 の燃焼器は有利には組み合わされた環状燃焼器として構成されている。当然ながら、圧縮空気 7 は図示されていないエアアキュムレータから第 1 の燃焼器 2 へ供給されてもよい。環状燃焼器はヘッド側でその周方向に分配された多数の詳細には図示されていないバーナを備えており、これらのバーナは有利には予混合バーナとして形成されている。この場合、拡散バーナが使用されることができる。この燃焼に由来する有害物質放出の削減、特に NOx 放出の削減のために、本発明と同じ内容のヨーロッパ特許第 0 3 2 1 8 0 9 号明細書に基づく予混合バーナが設けられると有利であり、かつさらに同ヨーロッパ特許明細書に記載された燃料 1 2 の供給形式が有利である。環状燃焼器として形成された第 1 の燃焼器の周方向に予混合バーナを配置することが望まれる場合、必要ならば同一バーナの一般的な構成を廃し、その代わりに種々異なる大きさの予混合バーナを使用することができる。このことは、例えばそれぞれ 2 つの大きな予混合バーナの間に、同一構造の小さな予混合バーナを配置することにより実現される。主バーナの機能を満たす大きな予混合バーナは、この燃焼器のパイロットバーナを形成する小さい予混合バーナに対して、この燃焼器を通過する燃焼空気、要するに圧縮機 1 から到来した圧縮空気に関連して、場合により固定す

20

30

40

50

ることのできる寸法比を有することができる。燃烧器の全負荷運転範囲内でパイロットバーナは自発的な予混合バーナとして作動し、その際、空気過剰率はほぼコンスタントに保たれる。主バーナの接続又は遮断はプラントに特有の所定の条件に基づいて行われる。パイロットバーナが全負荷運転範囲内で理想的な混合気で運転されることができるので、部分負荷運転の場合でも NO_x 放出は極めてわずかである。このような状況では、環状燃烧器としての第1の燃烧器2のフロント領域内の循環する流線がパイロットバーナの渦中心の極めて近くに位置し、その結果、これらのパイロットバーナにより点火が可能である。高負荷運転時には、パイロットバーナを介して供給される燃料量は、パイロットバーナがフル稼働されるまで、換言すれば全燃料量が供給されるまで増大される。このポイントがガスターボ群の負荷切り離し条件に対応するように設計が行われる。それ以上の出力増大は主バーナにより行われる。ガスターボ群のピーク負荷時には主バーナもフル稼働される。パイロットバーナにより誘発される「小さな」熱い渦中心の形成が、主バーナにより誘発される「大きな」冷えた渦中心の間で極めて不安定となるために、主バーナが貧で運転される場合ですら部分負荷運転範囲内では、 NO_x 放出に対して付加的に低い CO 放出及び UHC 放出を伴う極めて良好な燃烧が生じ、換言すればパイロットバーナの熱い渦が直ちに主バーナの小さい渦内へ侵入する。第1の燃烧器2は個々の管状の多数の燃烧器から構成されることができるのは勿論であるが、その場合には、これらの燃烧器は同様に斜め環状、場合により螺旋状にロータ軸を中心として配置される。第1の燃烧器はその設計に無関係にロータの長さを実際になんの影響を及ぼさないようなジオメトリで配置される。この環状燃烧器から到来した熱ガス8は、環状燃烧器の直後に配置された第1のタービンに供給される。その熱量的に膨張する作用は意識的に最小に保たれ、換言すればこのタービン3は2列より多くない羽根列しか備えていない。この種のタービンでは、軸方向スラストの安定化を目的とした端面における圧力補償が必要とされる。第1のタービン3内で部分膨張して第2の燃烧器4内へ流入する熱ガス9は前述した理由で著しく高い温度を有しており、有利にはこの熱ガスは確実に1000 となるように運転技術的に設計される。この第2の燃烧器4はほぼ組み合わされた環状の軸方向又はある程度軸方向に延びる環状円筒の形状を有している。この燃烧器4は勿論軸方向又はある程度軸方向又は螺旋状に配置された自体閉鎖された多数の燃烧器から成ることもできる。1つの燃烧器から成る環状の燃烧器4のこの構成に関連して、この環状の円筒体には、周方向及び半径方向に、詳細には図示されていない多数の燃料ノズル管が配置されている。この燃烧器4はバーナを備えていない。第1のタービン3から到来した部分膨張した熱ガス9内に噴入された燃料13の燃烧はこの箇所では自己着火で、温度レベルがこの種の運転形式を許容する限りにおいて行われる。燃烧器4がガス燃料、例えば天然ガスで運転されることを前提とすれば、部分膨張した熱ガス9の、第1のタービン3からの流出温度は依然として著しく高く、例えばすでに説明したように1000 程度でなければならず、このことは部分負荷運転においても同じであり、このことはタービン2の設計上根本的な役割を果たす。自己着火が行われるように設計された燃烧器での運転確実性及び高い効率を保証するためには、火炎フロントが局部的に安定を保つことが極めて重要である。この目的のために、この燃烧器4内には、有利には内壁又は外壁のところに、詳細に図示されていない1列のエレメントが周方向に配置されており、このエレメントは軸方向で有利には燃料ノズル管の上流に配置されている。このエレメントの役割は、すでに述べた予混合バーナ内の逆流区域と同様な逆流区域を形成する渦を発生させることにある。この燃烧器4はその軸方向の配置及び全長に基づき高速燃烧器を形成している。この高速燃烧器では作動ガスの速度は大きくほぼ60 m/sであるので、渦を発生するエレメントは流れと同形に形成されなければならない。このエレメントは向流側で有利には流れに向かった斜面を備えた四面体形状に形成されなければならない。渦を発生するこのエレメントは外面及び/又は内面に配置されることができ。勿論、渦を発生するこのエレメントは軸方向で互いにずれていてもよい。渦を発生するこのエレメント(以下渦発生エレメント)の流出側の面はほぼ半径方向に形成されており、その結果、そこより下流に逆流区域が形成される。燃烧器4内での自己着火はガスターボ群の遷移的な負荷運転範囲並びに部分負荷運転範囲では確実性を保たね

10

20

30

40

50

ばならず、換言すれば燃料の噴入領域内でガス温度の変化が生じた場合でも燃焼器 4 内の自己着火を保証する補助手段が設けられなければならない。燃焼器 4 内へ噴入されたガス燃料の確実な自己着火を保証するために、この燃料に、比較的低い着火温度を有する別の燃料が少量だけ添加される。この「補助燃料」としては例えば燃料オイルが最適である。液体補助燃料は適当に噴入すれば、いわば火縄としての役目を果たし、かつ第 1 のタービン 3 から到来した部分膨張した熱ガス 9 の温度が、目標とする最適な 1000 のレベルを下回った場合でも、燃焼器 4 内での自己着火を可能ならしめる。自己着火の保証のために燃料オイルを添加するこの措置は、ガスターボ群が著しく減少した負荷で運転される場合にはいつでも特別に取り入れられる。この措置はさらに、燃焼器 4 が最小の軸方向長さを有することができるための決定的な役割を果たす。燃焼器 4 の短い全長、火炎安定化のための渦発生エレメントの作用及び自己着火の継続的な確実性は、迅速な燃焼と、熱い火炎フロントの領域内での燃料の最小の滞留時間とを得るための要因である。このことから結果する燃焼技術的に測定可能な直接的な作用は、NOx 放出がもはや問題を残さないほどに削減されることである。この前提条件はさらに、燃焼の場所を規定することを可能にし、このことにより、この燃焼器 4 の構造体を最適に冷却することができる。燃焼器 4 内で生成された熱ガス 10 は次いで下流の第 2 のタービン 5 に供給される。ガスターボ群の熱力学的な特性値は、第 2 のタービン 5 から到来した排ガスが、排熱蒸気発生器 15 により代表される蒸気発生段 II 及び蒸気循環路 III を運転することができるような熱的なポテンシャルを有するように設計されることができる。環状燃焼器として形成された第 1 の燃焼器 2 についてすでに説明したように、この燃焼器は実際上ガスターボ群のロータ長さになんら影響を及ぼさないようなジオメトリで配置される。さらに、第 1 のタービン 3 の流出平面と第 2 のタービン 5 の向流平面との間に延びる第 2 の燃焼器 4 は最小の長さを有するように決定されることができる。第 1 のタービン 3 内での熱ガスの膨張が上述の理由でわずかな数の回転羽根列を介して行われるので、ガスターボ群のロータ軸 39 がその短い長さに基づき技術的に 2 つの軸受で充分支持可能となるようにガスターボ群を構成することができる。流体機械の出力引き渡しは、圧縮機側に連結された、起動モータとしても役立つことのできる発電機 14 を介して行われる。第 2 のタービン 5 内での膨張後でも依然として高い熱量的なポテンシャルを有する排ガス 11 は排熱蒸気発生器 15 内へ流入し、この排熱蒸気発生器内で熱交換法により蒸気が生成される。この蒸気は下流に接続された蒸気循環路の作動媒体を形成する。熱量的に利用し尽くされた排ガスは次いで煙道ガス 38 として大気中に放出される。

【0011】

記号 G で示すポイントのところで排熱蒸気発生器 15 内へ達した排ガス 11 がほぼ 620 の温度を有すると仮定した場合（この排熱蒸気発生器の機能については後で説明する。その際、良好な理解のために搬送ポンプ 23 により搬送されて排熱蒸気発生器 15 内へ流入する供給水 34 の経路についても説明する）、熱伝達のために 20 の最小の温度ジャンプが存在するという条件では、この排ガスは 200 までしか効果的に冷却されない。この欠点を排除すべく、ポイント A とポイント B との間、要するに排熱蒸気発生器 15 内への供給水の入口と、エコノマイザ段要するに低温範囲の熱交換段 15a の領域内での処理の終りのところの分流点との間では、排ガスの冷却度（図 2 の符号 11 / 38 参照）がポイント H の直前、要するに分流点 B の直前において合成曲線（resultat）として屈曲して 100 に達するように、供給水 34 の量が例えば 180 % に増大される。この場合、供給水量のパーセントは、排ガス 11 により提供されるエネルギーに依存した定格水量を 100 % として表されている。

【0012】

ほぼ 300 バールの圧力でほぼ 60 の温度を有する供給水はポイント A において排熱蒸気発生器 15 内へ導入され、この排熱蒸気発生器内で熱量的に高められてほぼ 540 の蒸気にされる。エコノマイザ 15a 内でほぼ 300 に過熱された供給水はポイント B のところで 2 つの部分流に分割される。一方の、この場合大きい方の 100 % の部分流は、続いて設けられた管群 15b 内で熱的に高められて超臨界的な高圧蒸気 27 にされる。こ

れにより、上記管群 15 b の作用距離を表す、ポイント G と H との間で熱エネルギーの大部分が排ガス 11 から奪われる。この蒸気 27 は高圧蒸気タービン 16 内での第 1 回目の膨張の後に蒸気 28 となって、排熱蒸気発生器 15 内の別の管群 15 c の作用距離を表す、ポイント D とポイント E との間で排ガスの残りのエネルギーで中間過熱されて、中間圧力蒸気 29 として中間圧蒸気タービン 17 に供給される。次いで、中間圧蒸気タービン 17 から到来した排出蒸気 30 の残りの膨張が、別の発電機 19 に連結された低圧蒸気タービン 18 内で行われる。軸 39 への連結により出力を発電機 14 にも伝達することも可能である。

【0013】

水流の他方の小さい方の部分流 35 はポイント B の領域内で分流されて、絞り機構 25 を介して膨張チェスト 26 に供給される。この膨張チェストの圧力レベルは 150 ~ 200

10

の飽和蒸気圧に相応している。この膨張チェスト内で発生した蒸気 37 は中間圧蒸気タービン 17 に適当箇所で供給される。蒸発のための熱伝達媒体としてのみ役立つ依然として熱い残りの水 36 は別の調節機構 24 を介して供給水容器および脱ガス器 22 内へ誘導され、その内部で復水を予熱する他に別の蒸気 33 を生成する。この蒸気が低圧蒸気タービン 18 へ適当箇所で供給される。

【0014】

この低圧蒸気タービンから到来する最終的に膨張した蒸気 31 a , 31 b は水冷式又は空冷式の復水器 20 内で復水される。この復水器 20 の下流で作動する復水ポンプ 21 により、復水 32 はすでに説明した供給水容器および脱ガス器 22 内へ搬送され、ここからさ

20

【0015】

これまで説明した蒸発段列（カスケード）の良好なエネルギー利用のために、エネルギー利用は 2 つより多い段内で行われる。

【0016】

排ガス 11 の良好な利用のために、排熱蒸気発生器 15 内に、別個の蒸気発生装置を組み込むことができるのは勿論である。その場合、その蒸気は蒸気循環路 I I I 内に案内されるか、又は別個の膨張機械内で仕事に変換させられる。さらにまた、排ガスの 1 つの部分流が分割されて、別個の排熱ボイラで利用されることができる。この場合には、水の代わりに有利にはアンモニア・水混合物が使用される。さらにまた、別の流体、例えばフロン、プロパンなどを使用することも可能である。タービンから到来する排ガスを低いレベルまでさらに良好に利用するために、詳細には図示されていない付加燃焼装置を排熱蒸気発生器内に設け、その入口における温度レベルを増大させることができる。しかし、この手段は達成可能な効率に関してなんらの改善をもたらさない。

30

【0017】

図 2 は H / T グラフ、要するに超臨界的な蒸気タービンプロセスの供給水予熱及び蒸気発生並びに蒸気中間過熱の経緯と、図 1 ですでに説明したポイントとを示すグラフである。後で掲載する符号リストに、図 2 のそれぞれの符号が詳細に再度記載されている。このグラフの掲載事項に関連している図 1 の実施例に対して補完的に、次ぎのことを補足しておく。供給水はポイント A のところで例えば 300 パール 60 で導入され、かつポイント F まではガスタービン排熱により 540 の蒸気に再過熱される。高圧蒸気タービン内の 300 までの温度で行われる第 1 の膨張段の後に、ポイント D からポイント E までの中間過熱がやはり 540 まで行われる。太い実線 40 は熱吸収と温度との合成された曲線を示す。最後のタービンから到来した排ガスが 620 の温度を有することを前提とすれば、熱遷移のために 20 の最小の温度ジャンプを条件にして、この排ガスはポイント J まで、図示の例では 200 にまでしか有効に冷却されない。この欠点を排除するために、ポイント A と B との間で、供給水量が例えば 180 % まで高められる。この結果、排ガスの冷却曲線 11 / 38 はポイント H のところで屈曲して合成曲線 41 で示すように経緯してポイント I に、要するに 100 に達する。この付加的な供給水量はポイント B で受け取られて、図 1 から判るように、発生した蒸気が蒸気タービンの中間圧力部分と低圧

40

50

力部分とに供給されることができるよう蒸発段列（図 1 参照）に供給される。その他のポイントも同様に図 1 の記載から明らかである。

本発明によれば、液量の 100 % を越えた部分は別個の熱交換エレメント内で、下方の温度範囲内の熱交換段 15 a に対して並列及び / 又は直列に案内される。この場合、液量の 100 % を越えた部分を、蒸気循環路 III 内で膨張する流体から分離し、熱交換により生じたその熱エネルギーを、別個の作動機械内で利用すると有利である。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の 1 実施例に基づくガスターボ群の回路を示す図である。

【図 2】図 1 に基づく回路の H / T グラフを示す図である。

【符号の説明】

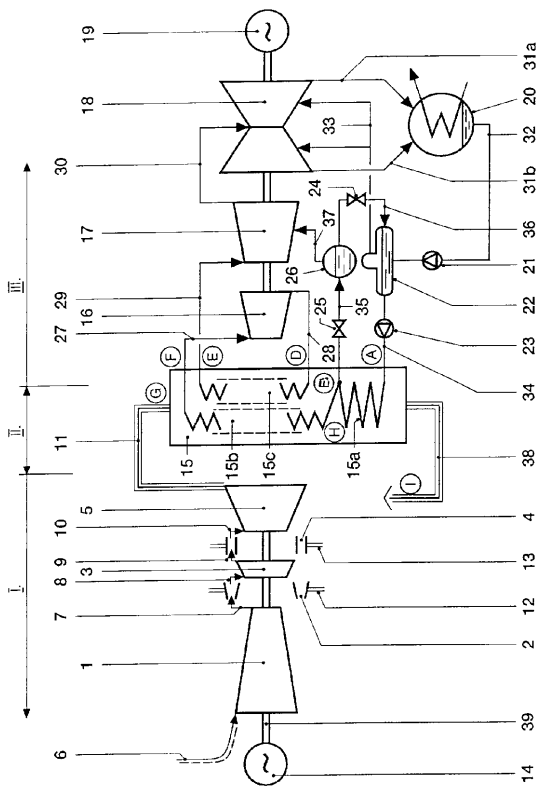
I ガスターボ群、 II 蒸気発生段、 III 蒸気循環路、 1 圧縮機、 2 第 1 の燃焼器、 3 第 1 のタービン、 4 第 2 の燃焼器、 5 第 2 のタービン、 6 吸込空気、 7 圧縮空気、 8 熱ガス、 9 部分膨張した熱ガス、 10 熱ガス、 11 排ガス、 12, 13 燃料、 14 発電機、 15 排熱蒸気発生器、 15 a 低温度範囲内の熱交換段（エコノマイザ）、 15 b 超臨界的な高圧蒸気のための管群、 15 c 中間過熱された中間圧力蒸気のための管群、 16 高圧蒸気タービン、 17 中間圧蒸気タービン、 18 低圧蒸気タービン、 19 発電機、 20 復水器、 21 復水ポンプ、 22 脱ガス器、 23 搬送ポンプ、 24, 25 調節機構、 26 蒸発チェスト、 27 超臨界的な高圧蒸気、 28 高圧蒸気タービンから到来した膨張した蒸気、 29 中間過熱された中間圧力蒸気、 30 中間圧蒸気タービンから低圧蒸気タービンへの排出蒸気、 31 a, 31 b 低圧蒸気タービンから到来する膨張した蒸気、 32 復水、 33 脱ガス器から低圧蒸気タービンへの蒸気、 34 供給水、 35 液量の小さい方の分流、 36 蒸発チェストから脱ガス器への残りの熱水、 37 蒸発チェストから到来した蒸気、 38 煙道ガス、 39 ロータ軸、 40 超臨界的な蒸気発生曲線、 41 合成曲線、 11 / 38 冷却曲線 A 脱ガス器の後で供給水を供給するポイント、 B 蒸発チェストへの圧力水の取出しポイント、 B - C B - F + D - E の和；過熱及び中間過熱が行われる区間、 D - E 中間過熱された中間圧力蒸気のための管群内での中間過熱が行われる区間、 F 超臨界的な高圧蒸気のポイント、 G 排熱蒸気発生器内への蒸気の入口を示すポイント、 H 取出しポイント B における煙道ガス温度、 I 排熱蒸気発生器から到来した排ガスの出口（煙道ガス）、 J 取出しポイント B での取出しのない場合に予想される煙道ガス値、 A - B 一般には 100 %、実施例では 180 % 水量の区間、 B - F 100 % 水量の区間

10

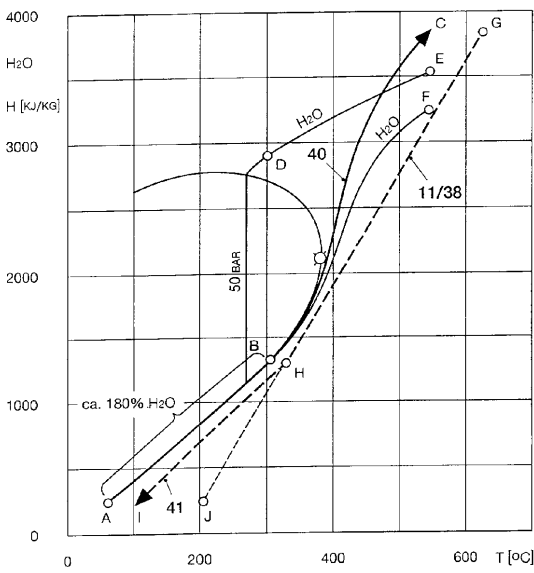
20

30

【 図 1 】



【 図 2 】



フロントページの続き

- (74)代理人 100114890
弁理士 アインゼル・フェリックス＝ラインハルト
(72)発明者 ハンス ウルリッヒ フルチ
スイス国 リニケン ブルッガーシュトラッセ 9

審査官 寺町 健司

- (56)参考文献 特開平01-280604(JP,A)
特開平06-221114(JP,A)
実開昭60-057750(JP,U)
特開平06-280612(JP,A)
特開昭57-176309(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F01K 23/10
F01K 7/18
F01K 21/00
F22B 1/18