

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公表特許公報(A)

(11) 特許出願公表番号

特表2012-505347

(P2012-505347A)

(43) 公表日 平成24年3月1日(2012. 3. 1)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
F02C 7/143 (2006.01)	F02C 7/143	
F02G 5/00 (2006.01)	F02G 5/00	C
F02C 7/05 (2006.01)	F02C 7/05	
F01D 25/32 (2006.01)	F01D 25/32	Z
F01D 25/00 (2006.01)	F01D 25/00	P
審査請求 未請求 予備審査請求 未請求 (全 34 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号 特願2011-531017 (P2011-531017)
 (86) (22) 出願日 平成21年10月6日 (2009. 10. 6)
 (85) 翻訳文提出日 平成23年5月17日 (2011. 5. 17)
 (86) 国際出願番号 PCT/US2009/005488
 (87) 国際公開番号 W02010/042174
 (87) 国際公開日 平成22年4月15日 (2010. 4. 15)
 (31) 優先権主張番号 61/195, 418
 (32) 優先日 平成20年10月7日 (2008. 10. 7)
 (33) 優先権主張国 米国 (US)

(71) 出願人 504133590
 エニス、ベン エム.
 アメリカ合衆国、ネバダ州 89052、
 ヘンダーソン、パニニ ドライブ 123
 1
 (71) 出願人 505199463
 リーバーマン、ポール
 アメリカ合衆国、カリフォルニア州 90
 503-1121、トーランス、マイルド
 レッド アベニュー 19815
 (74) 代理人 100101281
 弁理士 辻永 和徳

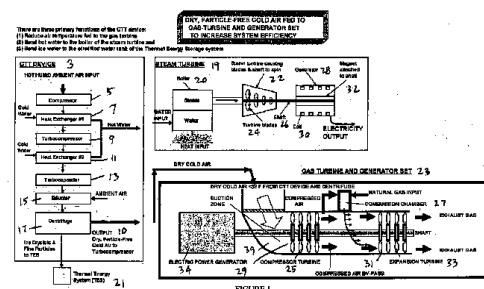
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 圧縮空気を用いて燃料駆動タービン発電機の効率を増加させるための方法および装置

(57) 【要約】

燃料駆動タービン発電機の効率を増加させるための方法および装置が記載される。特に、ターボコンプレッサおよびターボエクスパンダデバイスを含むシステムが記載される。このシステムは、超冷却空気を生成する。前記超冷却空気を外気と混合して、比較的低温かつ乾燥した入口空気を生成することができる。前記比較的低温かつ乾燥した入口空気を圧力下において前記燃料駆動発電機内へと導入して、その効率を上げることができる。前記冷却空気の移動方向に対して垂直に延びる通路を備えた分離区画を好適には用いて、低温の入口空気から氷粒子および粒子を除去し、これにより、タービンプレードの損傷を回避する。さらなる効率上昇のための装置（例えば、コンプレッサからの熱を用いる熱交換器および蒸気駆動タービン発電機ならびに冷却装置）と、圧縮空気を放出することにより、生成された冷却水を保存する熱エネルギー保存システムとが企図される。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

燃料駆動タービン発電機の効率を向上させる方法であって、

ターボコンプレッサおよびターボエキスパンダデバイスを用いて冷却空気を生成するステップと、

前記デバイスによって生成された前記冷却空気と、外気とを区画において混合し、前記外気中の水蒸気を凍結させることにより、前記外気からほとんどの水分を実質的に除去するステップと、

前記区画内に形成された低温かつ乾燥した空気を前記燃料駆動タービン発電機内に導入し、コンプレッサタービンを用いて前記低温かつ乾燥した空気を圧縮するステップと、

前記低温かつ乾燥した空気を圧力下で燃焼室内に導入して、前記燃焼室内の燃料蒸気の燃焼を促進し、これにより発電機を駆動して、電気を生成するステップと、を含む、方法。

【請求項 2】

前記ターボコンプレッサを冷却するための少なくとも 1 つの熱交換器を用いて、前記ターボコンプレッサによって生成された熱を冷却剤へと移動させ、前記冷却剤を蒸気駆動タービン発電機および／または冷却装置内へと方向付けるステップをさらに含む、請求項 1 に記載の方法。

【請求項 3】

コンプレッサを前記デバイスと関連して用いて先ず前記外気を圧縮させ、前記ターボコンプレッサを用いて前記外気をさらに圧縮させるステップであって、前記ターボコンプレッサおよび前記ターボエキスパンダは共通シャフト上に配置される、ステップと、定常状態条件の動作が達成されるまで、前記ターボエキスパンダを前記コンプレッサと共に回転させ始めることで前記ターボコンプレッサおよび前記ターボエキスパンダを回転させるステップと、をさらに含む、請求項 1 に記載の方法。

【請求項 4】

少なくとも 1 つの熱交換器を用いて前記デバイスから熱を引き出した後、前記デバイスによって生成された前記熱を冷却剤へと移動させ、前記冷却剤を蒸気駆動タービン発電機のボイラーおよび／または冷却装置内へと方向付けるステップさらに含む、請求項 3 に記載の方法。

【請求項 5】

前記外気から前記水分を除去するステップは、前記デバイスからの冷却空気を用いて前記外気中に氷粒子を形成し、前記氷粒子を前記区画の底部に落下させることにより、前記氷粒子を前記低温かつ乾燥した空気から分離するステップを含み、前記低温かつ乾燥した空気は、通路を通じて流され、前記氷粒子から分離される、請求項 1 に記載の方法。

【請求項 6】

前記通路は、前記区画に対して実質的に垂直であり、前記氷粒子が前記区画の前記底部へと落下している間、前記低温かつ乾燥した空気のみを前記区画から逃避させる、請求項 5 に記載の方法。

【請求項 7】

前記氷粒子は前記区画内において溶解し得、これによって形成された冷却水は、前記区画と関連付けられた熱エネルギー保存システム内に導入され得かつ／または H V A C、冷蔵、脱塩などのための冷却に用いられ得る、請求項 6 に記載の方法。

【請求項 8】

所定の量の前記燃料蒸気を前記燃焼室内に導入し、前記圧縮された低温かつ乾燥した空気を前記燃料蒸気と混合させ、前記燃料蒸気および圧縮された低温かつ乾燥した空気の前記混合物を前記燃焼室内において燃焼させるステップであって、これによって生成されたエネルギーを用いて、前記発電機に接続された膨張タービンを駆動することができる、ステップをさらに含む、請求項 3 に記載の方法。

【請求項 9】

前記コンプレッサタービン、膨張タービンおよび発電機を共通シャフト上に配置するステップであって、前記膨張タービンを回転させることにより、定常状態条件の動作が達成できるまで前記コンプレッサタービンおよび前記発電機を回転させ、前記低温かつ乾燥した空気を前記コンプレッサタービン内に導入することにより、前記圧縮された低温かつ乾燥した空気を前記燃焼室内に圧縮および導入するために必要な仕事の量が実質的に低減し、その後、前記発電機を駆動する際に利用可能なエネルギー量が増加し、これにより、前記燃料駆動タービン発電機の効率を上昇させるステップをさらに含む、請求項 8 に記載の方法。

【請求項 10】

前記デバイス内の圧力をより段階的に増減するために 2 段ターボコンプレッサおよび 2 段ターボエクスパンダデバイスを設けるステップをさらに含む、請求項 1 に記載の方法。

【請求項 11】

燃料駆動タービン発電機の効率を向上させるシステムであって、

冷却空気を生成することが可能なターボコンプレッサおよびターボエクスパンダデバイスと、

区画であって、前記区画内において、前記デバイスによって生成された冷却空気を外気と混合して冷気を生成し、前記外気が前記冷却空気と混合される際に前記冷気中の水蒸気を瞬間冷凍させて小型の水粒子とすることにより、前記冷気から水分を除去することができる、前記水粒子を前記冷気から分離する、区画と、

前記冷気を燃焼室内に圧縮および導入するように適合されたコンプレッサタービンと、

前記燃焼室内において燃料蒸気を燃焼することにより動力供給を受けるように適合された膨張タービンであって、前記膨張タービンは、電気を生成することが可能な発電機に接続される、膨張タービンと、
を含む、システム。

【請求項 12】

前記ターボコンプレッサを冷却するための少なくとも 1 つの熱交換器をさらに含み、前記少なくとも 1 つの熱交換器は、前記ターボコンプレッサによって生成された前記熱を冷却剤へと移動させ、前記冷却剤を蒸気駆動タービン発電機および／または冷却装置内へと方向付ける、請求項 11 に記載のシステム。

【請求項 13】

先ず前記外気を圧縮するためのコンプレッサを前記デバイスと関連してさらに含み、前記ターボコンプレッサおよび前記ターボエクスパンダは共通シャフト上に配置され、前記ターボエクスパンダを前記コンプレッサと共に回転させ始めると、定常状態条件の動作が達成されるまで、前記ターボコンプレッサおよび前記ターボエクスパンダが回転する、請求項 11 に記載のシステム。

【請求項 14】

前記デバイスから熱を引き出すための少なくとも 1 つの熱交換器をさらに含み、前記少なくとも 1 つの熱交換器は、前記デバイスによって生成された前記熱を冷却剤へと移動させ、前記冷却剤を蒸気駆動タービン発電機のボイラーおよび／または冷却装置内へと方向付ける、請求項 13 に記載のシステム。

【請求項 15】

前記水粒子を前記区画の底部に落下させ、前記冷気を通路内を通過させ、前記水粒子から分離することにより、前記区画内において前記水粒子を前記冷気から分離させることができる、請求項 11 に記載のシステム。

【請求項 16】

前記通路は、前記区画に対して実質的に垂直に延び、前記水粒子を前記区画の前記底部に落下させることにより、前記冷気のみを前記区画から逃避させる、請求項 15 に記載のシステム。

【請求項 17】

前記水粒子を前記区画内において溶解させることができ、これによって生成された冷却

10

20

30

40

50

水を前記区画と関連付けられた熱エネルギー保存システム内に導入しかつ／または前記冷却水をH V A C、冷蔵、脱塩などのための冷却に用いることができる、請求項 1 6 に記載のシステム。

【請求項 1 8】

前記コンプレッサタービン、膨張タービンおよび発電機を共通シャフト上に設けるステップをさらに含み、前記膨張タービンを回転させることにより、定常状態条件の動作が達成されるまで前記コンプレッサタービンおよび前記発電機を回転させ、前記冷気を前記コンプレッサタービン内に導入することにより、前記圧縮空気を前記燃焼室内に圧縮および導入するために必要な仕事の量が実質的に低減し、これにより、前記発電機を駆動する際に利用可能なエネルギーが増加し、これにより、前記燃料駆動タービン発電機の効率を上昇させる、請求項 1 1 に記載のシステム。

10

【請求項 1 9】

前記デバイス内の圧力をより段階的に増減するための 2 段ターボコンプレッサおよび 2 段ターボエクスパンダデバイスをさらに含む、をさらに含む、請求項 1 1 に記載のシステム。

【請求項 2 0】

燃料駆動タービン発電機の効率を向上させるための装置であって、

冷却空気を生成することが可能なターボコンプレッサおよびターボエクスパンダデバイスと、

区画であって、前記区画内において、前記デバイスによって生成された冷却空気を外気と混合して冷気および凍結した水粒子を生成し、前記区画の垂直軸に対して実質的に垂直に延びる通路を設け、前記通路を通じて前記冷気を実質的に出て行かせることができ、前記区画内の前記水粒子は、前記区画の底部に落下し、前記区画内において収集される、区画と、

20

前記燃料駆動タービン発電機の一部であるコンプレッサタービンであって、前記冷気を圧縮し、前記冷気を圧力下において燃焼室内に導入して、燃料蒸気と混合させるように適合されたコンプレッサタービンと、

前記燃焼室中の燃料蒸気を燃焼することにより動力供給を受けるように適合された膨張タービンであって、前記膨張タービンは、電気を生成することが可能な発電機に接続される、膨張タービンと、

30

を含む、装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

本発明は、燃料駆動タービン発電機の効率を増加させるための方法および装置に関し、より詳細には、ターボコンプレッサおよびターボエクスパンダデバイスを含むシステムに関する。このシステムは、超冷却空気を生成する。この超冷却空気を外気と混合することで、比較的低温かつ乾燥した入口空気を生成することができる。この入口空気を圧力下のもとで燃料駆動発電機内に導入することで、その効率を高めることができる。また、さらに効率を高める装置（例えば、蒸気駆動タービン発電機および／または冷却装置）と、熱エネルギー保存システムとが企図される。この装置は、空気圧縮によって発生した熱を用いることにより、性能を向上させる。この熱エネルギー保存システムは、圧縮空気が膨張する際に発生する冷却水を保存する。

40

【背景技術】

【0 0 0 2】

燃料駆動タービンに基づいた発電機および工場は、長年にわたって存在している。このような発電機および工場は一般的には、空気および燃料蒸気の混合物を燃焼する手段を燃焼室内に含み、これにより、膨張タービンを駆動し、その結果、膨張タービンは、電気を生成する発電機を駆動する。上流コンプレッサタービンの用途としては典型的には、外気を引き込んで、その圧力を上昇させた後、その後この外気を燃焼室内に導入し、ここで、

50

加圧外気を高圧力燃料蒸気と組み合わせ、これを燃焼室内において発火させることで膨張タービンを駆動し、その結果発電機を駆動させて、電気を発生させる。

【0003】

従来の燃料駆動タービン発電機の別の一般的特徴として、コンプレッサタービン、膨張タービンおよび発電機は典型的には、同一シャフト上に配置されており、そのため、1つが回転するとその他も回転するようになっている。このような場合、システムの動作の開始は、コンプレッサタービンを回転させることによって達成可能であり、この回転の結果、膨張タービンおよび発電機も回転する。すなわち、コンプレッサタービンが回転し始め、外気を圧縮させ、燃焼室内に導入させると、燃料蒸気として生成されたエネルギーが燃焼室内において燃焼させ、これにより膨張タービンの駆動を支援し、その結果、膨張タービンはコンプレッサタービンを継続的に駆動させる。コンプレッサタービン、膨張タービンおよび発電機同一シャフト上に配置されているため、燃焼室によって生成されたエネルギーを用いて膨張タービンを駆動することにより、定常状態条件の動作が達成されるまで、これら3つの構成部品を全て駆動することができる。

10

【0004】

しかし、このような構成に起因する不利点として、システムによって生成されるエネルギーのうちおよそ3分の2がコンプレッサタービンの駆動に用いられることが多く、そのため、エネルギー出力合計のうちおよそ3分の1しか電気生成目的のための発電機駆動のために用いることができない点がある。すなわち、システムによって行われる仕事のうち大部分は実質的にリサイクルされ、コンプレッサタービン駆動のために再利用される一方、発電機駆動のために利用可能な仕事量は低減し、その結果、システムが非効率となっている。

20

【0005】

この種類のシステムの別の欠点として、入口空気の雰囲気温度が上昇すると、入口空気の密度が上昇し、そのため、コンプレッサタービンの駆動（すなわち、同一量の空気の圧縮および同一量の仕事の実行）を行うために、より多くのエネルギーが必要となる。コンプレッサタービンを駆動するために必要な仕事量が増加すると、このようにさらなるエネルギーが出力から取られて行き、そのため発電機駆動に用いることが可能なエネルギー量が低減し、その結果、同一量の燃料を消費しても、生成されるエネルギー量は低減する。

【0006】

このような理由のため、空気密度および燃料駆動タービン発電機の効率を増加させる効果を有する、コンプレッサタービン内に導入される入口空気の温度を低減する試みが従来多数行われてきた。吸入温度が低い場合、コンプレッサタービンによって引き込まれる空気がより高密度となりそのため質量流がより高くなり、従って、コンプレッサタービンが自身の仕事を行うのを可能にするために必要なエネルギー量が低減し、その結果、発電機駆動および電気生成に用いることが可能なエネルギー量が増加する。すなわち、システムによって生成されるエネルギーのうちより多くを発電機駆動およびよって電気生成に用いることが可能となる。コンプレッサタービンが消費するエネルギーは、コンプレッサタービンによって加圧される体積流量に基づいているため、冷気がより高密度である場合、この冷気は、同一量の仕事実行またはコンプレッサタービンエネルギーであっても、より多くの圧縮空気質量を燃焼室へと送り込む点に留意されたい。

30

40

【0007】

これらの理由により、従来から、入口空気を冷却した後に入口空気をコンプレッサタービン内に導入するための多様な技術が考案および開発されている。市販されている冷却器のうち最も一般的なものとしては、1) 気化冷却器、2) フォギング冷却器、3) 高圧フォギング冷却器、4) 湿り圧縮冷却器、5) 機械的冷却装置、6) 吸収冷却装置、および7) 液体空気冷却器がある。

【0008】

これらの冷却システムの不利点として、このようなシステムの多くにおいて特有の不利点があるため、この技術と関連して広範囲の用途に適していない点がある。例えば、フォ

50

ギング冷却器および気化冷却器は典型的には、入口空気温度を乾球温度 (T_{db}) から湿球温度 (T_w) に低減するだけであり、相対湿度が 100 % であるときに、これらの値は相互に等しくなり得 ($T_{db} = T_w$)、この場合、冷却が不可能になる。相対湿度が例えば 40 % 低まで低下しても、最大温度降下はそれでも $T_{db} - T_w$ または約華氏 15 ~ 25 度でしかない。このような場合、外気温度が比較的高い (例えば、華氏 100 度以上である) 場合、達成可能な最低温度は、約 75 度 ~ 華氏 85 度となり得る。これらの理由に起因して、フォギング冷却器、気化冷却器および湿り圧縮冷却器の場合、据付コストがより低いものに関わらず、フォギング冷却器、気化冷却器および湿り圧縮冷却器は多くの用途 (例えば、高温多湿気候の地域などの世界の多様な地域) において不適切である場合が多い。

10

【0009】

機械的冷却器および吸収冷却器もまた据付および動作のコストが高価であり、またメンテナンスコストも高く、これらのコストに起因して、システム効率向上のために入口空気温度を低減することによって達成されるコスト節約効果が大幅に薄まり得る。これらの従来の冷却システムの別の不利点として、これらのシステムは典型的には化学的冷媒 (例えば、アンモニア、臭化リチウムおよびフレオン) を使用しているため、環境公害になり得る。各冷却システムの一次熱交換器コイルおよび二次熱交換器コイル内の流体は異なり得、また、コンプレッサも異なるため、初期コスト、メンテナンスコストおよび環境面において許されている流体の廃棄コストも異なる点に留意されたい。臭化リチウムシステムの場合、真空メンテナンスも必要となる。

20

【0010】

別の重大な不利点として、これらの従来の冷却システムの場合、従来の燃料駆動タービン発電機と関連して用いられると、入口空気温度を氷点下まで低下させることができない場合が多い。これは、外気中に水分が少しでも存在する場合、氷粒子が形成されて、タービンプレードを損傷し、システム効率を低減させ得るからである。ガスタービンセットの燃焼室内への入り口の形状は典型的にはノズル状またはナセル状となっており、そこから下流方向に短距離を空けた箇所にコンプレッサタービンプレードが設けられ、ナセルの入口断面積はノズルの下流断面積よりも大きい場合が多く、そのため、対気速度の等エントロピー加速が発生し、それと共に温度低下も発生する。そのため、このようにして入口空気温度を低下させた場合に発生し得る関連問題として、コンプレッサタービンのナセル内部に気流経路を構築した場合、内部空気が過冷却され得る (すなわち、規定温度よりも低い温度まで冷却され得る)。入口空気温度を低下させるとシステム効率を高めることができるものの、上述したように、これに伴う不利点として、入口空気温度が氷点下まで低下すると、氷粒子が形成され始め得、その場合、氷粒子に起因して、出力電力が低下するだけでなく、多くの場合においてガスタービン内に空気が加速的に引き込まれるのにつれてこれらの氷粒子が高速タービンプレードに衝突し得、その結果、タービンプレードのピッチングおよび損傷の原因となり得る。

30

【0011】

この点について、ナセル内を通過する気流速度が 300 フィート / 秒以上である場合、入口空気がコンプレッサタービン内に加速される際に、引き込まれた空気を約華氏 9 ~ 10 度以上まで冷却することが可能であることが、数学的および経験的に分かっている。このような場合、初期入口空気温度を注意深く氷点温度よりも数度高く設定したとしても、空気がナセル内を通過する際に加速してより低温になると、氷粒子が形成され始め得、これに起因してタービンプレードが損傷され得る。そのため、タービンプレードの損傷回避およびシステム効率維持のためには、特に空気中に水分が少量でも残っている場合に、コンプレッサタービン内への初期入口空気を約華氏 42 度よりも高くする必要がある場合が多い。その結果、従来は、システムにおいて入口空気温度を最低約華氏 42 度までしか低減することができず、これに起因して、システム効率を向上させることが可能な範囲が限定されていた。

40

【0012】

50

燃料駆動タービン発電機の吸入空気を低減しようとするための試みがなされてきたのにも関わらず、燃料駆動タービン発電機の吸入空気内の氷粒子の形成を回避するために、吸入空気を加熱した後にこの加熱空気をコンプレッサタービン内に入れることが通常行われていた。このような場合、さらなる加熱装置または防水装置（例えば、再循環された高温コンプレッサ空気を蒸気加熱された熱交換器を用いてまたはさらには電気加熱システムを用いて吸入空気内に送るシステム）が用いられてきた。このようなシステムを用いた場合の不利点として、加熱システムへの電力供給のためにさらなるエネルギーが消費される点がある。その上、入口空気温度を上昇させることにより、入口空気温度を低下させたいとの要望にも関わらず、入口空気温度上昇に起因して、さらなる効率低下が発生する。

【0013】

上記の不利点に起因して、この種の既存の冷却システムに関連する別の問題として、各システムの操作法は共通していないため、単一のシステムでは、広範の用途に対応できない場合が多い。例えば、フォギング冷却器、高圧フォギング冷却器、湿り圧縮フォギング冷却器および気化冷却器の場合、入口空気温度を十分低温まで低下させることができないため、比較的高温多湿の気候には適していない場合が多い。同様に、機械的冷却装置および吸収冷却装置の場合、据付コストおよび作動コストが高すぎる場合があり、当該装置によって得られる効率向上を差し引いても、環境面での懸念が出てくる場合がある。そして、最も重大なことに、従来の冷却システムの場合、（ほとんどの場合そうであるが）例えば空気中に少しでも水分が有る場合、入口空気温度を約華氏42度よりも低い温度までしか低下させることができないという不利点がある。

【0014】

よって、必要とされているのは、さらなるシステム効率の低減を引き起こすこと無く燃料駆動タービン発電機セットの効率を向上させることが可能な、代替的システムである。

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0015】

本発明は、従来の燃料駆動タービン発電機の改善に関する。本システムは好適には、ターボコンプレッサおよびターボエキスパンダデバイスを用いて超冷却空気を生成することにより、低温かつ乾燥した入口空気を生成する手段を用いる。この低温かつ乾燥した入口空気をコンプレッサタービン内に注入することで、その作動をより効率的にすることができる。しかし、従来の入口空気冷却装置と対照的に、本発明は好適には、ターボコンプレッサおよびターボエキスパンダデバイスから放出および膨張された圧縮空気を利用し、これにより超冷却空気を生成する。前記システムによって生成される、燃料駆動タービン発電機内に引き込まれる入口空気は、ただ冷たいだけではなく、冷たくかつ「乾燥している」ため、タービンプレードを損傷しない。また、従来のシステムと対照的に、入口空気からの水分は好適には遠心分離機により外気から除去されるため、入口空気がナセルを通じて加速されコンプレッサタービン内に入る際に生成される氷粒子は、タービンプレードを損傷しない。

【課題を解決するための手段】

【0016】

本システムの1つの利点として、コンプレッサ、ターボコンプレッサおよびターボエキスパンダデバイスの組み合わせ（本明細書中以下「CTTデバイス」）を用いて、圧力下で空気を圧縮した後にこの圧縮空気を放出して、超冷却空気を生成する点がある。CTTデバイスは、その名の通り、好適には第1のコンプレッサを有する。第1のコンプレッサは、起動時に圧縮を開始し、空気を駆動してターボエキスパンダの回転を開始させ、その後、ターボエキスパンダおよびターボコンプレッサは共通シャフト上にあるため、ターボエキスパンダの回転に起因してターボコンプレッサも回転する。数秒後、動作は定常状態条件に入り、ターボコンプレッサは継続して空気圧縮を行い、ターボエキスパンダは空気膨張を継続的に行い、最終的には、これにより超冷却空気が生成される。

【0017】

その後、C T Tデバイスによって生成された超冷却空気を外気と混合して、比較的低温の入口空気を生成して、燃料駆動タービン発電機のコンプレッサタービン内に導入することができる。しかし、このような場合、好適には混合区画または排出装置を設けるとよい。このような混合区画または排出装置内において冷却空気を外気と混合する。超冷却空気は好適には、開口部を通じてC T Tデバイスから排出装置内へと導入され、より高温となった外気が、1つ以上のさらなる開口部を通じて導入される。ここで、超冷却空気の速度により、外気を開口部を通じて排出装置内に引き込む過程を支援することができる。その後、2つの空気質量が混合されるため、比較的低温かつ乾燥した質量空気流が出現し、この流れを入口空気として用いて、燃料駆動タービン発電機の効率を増加させることができる。

10

【0018】

上述したように、冷気を生成しておよびこの冷気をコンプレッサタービン内の入口空気として用いることによって得られる利点として、冷気がより高密度となりかつより高い質量流を持つようになるため、コンプレッサタービンは、同等の体積の入口空気を燃焼室内に圧縮する際ほどには全力で機能する必要がなくなる。そのため、コンプレッサタービンは、外気圧縮の際により少量のエネルギーを消費し、その結果、より多くのエネルギーを発電機駆動に用いることが可能になる（すなわち、システムによって生成されたエネルギーのうちより多くを発電機駆動および電気生成に用いることができる）。その結果、コンプレッサタービンを作動させる際に必要なエネルギー量がより少量となり、その結果、有利なことに発電機駆動の際に利用可能なエネルギー量が増大し、その結果、消費される燃料単位体積当たりのシステムが電気生成能力の増大が支援される。

20

【0019】

本システムの別の利点として、C T Tデバイスによって生成された超冷却空気をを用いて、入口空気からの水分除去およびタービンプレードを損傷し得る氷粒子の生成の回避を行うことが可能な点がある。これは、外気中の水蒸気を瞬間冷凍した後に氷粒子（氷粒子内に捕獲された固体粒子を含む）を冷却空気から分離する手段として超冷却空気をを用いることにより、達成される。すなわち、高温の外気が超冷却空気と混合されると、外気中の水蒸気のうちほとんどを瞬間冷凍して、微小な氷粒子を形成することが可能になる。その後、氷粒子が分離区画（または遠心分離機）の底部へと落下すると、低温かつ乾燥した空気を好適にはサイドダクトまたは通路内に方向付けることが可能である。このサイドダクトまたは通路は、遠心分離機軸に対して約90度で延び、ここで、高速氷粒子は、その直線状の慣性軌跡をたどって底部へと続き、低温かつ乾燥した空気が角部を回って通路を通過し、空気が通過箇所には氷粒子が残される。その結果、低温かつ「乾燥した」空気が生成される。その後、この空気をガスタービン発電機内に導入することができる。

30

【0020】

上述したように、低温の入口空気から氷粒子を除去することで、システム効率が向上するだけでなく、ピッチングおよびタービンプレードの損傷が回避される。燃料駆動タービン発電機のコンプレッサタービン内への入口は典型的にはノズル状またはナセル状をしており、比較的幅広の開口部に続いて、比較的幅狭のナセルが設けられている。このナセルにおいて、コンプレッサタービンプレードが設けられている。そのため、入口空気がナセルを通じて加速されると、流路の狭窄に起因して、引き込まれた空気において近似的な断熱加速が発生し得、この状態がエンタルピー低減と関連付けられ、その結果、温度降下が大幅に大きくなり得る。入口空気温度を低くするとシステム効率は向上するが、これによる不利点として、入口空気温度を低減し過ぎた場合（すなわち、氷点下まで低減した場合）、氷粒子が形成され得、その結果、氷粒子のタービンプレードへの衝突およびタービンプレードの損傷が発生し得る。

40

【0021】

上述したように、本C T Tデバイスの利点の1つとして、タービンプレードの損傷の原因となり得る氷粒子が形成される危険性無く、入口空気温度を氷点下よりもずっと低くすることができる点がある。正確には、低温かつ乾燥した入口空気の温度を氷点下に低減す

50

ることができる。すなわち、入口空気温度を従来のシステムの場合よりもずっと低温にすることができるため、システムを従来のシステムよりも高効率にすることが可能になる。さらに、従来の試みにおいて生成可能なエネルギー量の低減の原因となっていた、氷粒子の形成を回避するためのさらなる加熱システムが不要となる。別の利点として、化学的冷媒を用いない点がある。本発明において用いられるのは空気のみである。

【0022】

別の実施形態において、遠心分離機において溶融した氷粒子として生成された冷却水を用いて、補助デバイスを冷却することができる。すなわち、氷粒子は遠心分離機の底部において収集されるため、これらの氷粒子を解凍して、冷却水を生成することができ、この冷却水を関連付けられたデバイス（例えば、熱エネルギー保存システム）へと送ることができる。熱エネルギー保存システムは好適には、層別化タンクを含む。この層別化タンク内に冷却水を保存することができ、この層別化タンクから冷却水を除去することで、補助デバイスの冷却（例えば、HVAC、冷蔵、脱塩など）を行うことができる。冷却水を用いてこれらのデバイスに対して必要な冷却をおこなった後、水を層別化タンク内に再循環させることができ、ここでこのようにして冷却水を保存することにより、水を必要なときに必要なだけ利用可能にすることが可能になる。

10

【0023】

別の実施形態において、冷却水を先ず保存すること無く、冷却水を用いてHVAC、冷蔵、脱塩などのために直接的に冷却を提供することができる。

20

【0024】

熱交換器を用いて、CTTデバイスにおいて生成された熱を引き出し、この熱を蒸気タービン発電機システムおよび／または前記蒸気タービン発電機システムと関連付けられた冷却装置システムへと移動させることで、その性能を向上させることができる。これらの熱交換器は好適には、冷却剤（例えば、水）を含む。このような冷却剤をコンプレッサユニットを通過させることで、CTTデバイスから熱を関連付けられた蒸気タービン発電機デバイスおよび／または冷却装置システムへと送ることができる。

【0025】

蒸気発生器の場合、事前加熱された水を関連付けられたボイラーのために利用可能とすることができる。これにより、ボイラー中の水をより少量の追加エネルギーにより沸騰させることができる。CTTデバイスから熱を引き出しかつ冷却剤水を事前加熱してから冷却剤水をボイラー内に導入することにより、蒸気タービン発電機がより高効率になるだけでなく、システム全体を電気生成においてより高効率にすることができる。蒸気駆動タービン発電機は、ボイラーを用いて蒸気を生成し、その後蒸気により蒸気タービンを駆動することで発電機を駆動して電気を生成することが可能な任意の従来の種類でよい。

30

【0026】

吸収冷却装置の場合、熱化学コンプレッサを用いることで、或る種の化学物質は他の化学物質に溶解し易いという点を生かすことができる。すなわち、冷媒との親和性が高い吸収剤溶液中に当該冷媒を溶解させることができる。その後、冷媒は位相を変化させ、システム全体内において循環することができ、システム内において好適には電気ポンプを設けて吸収剤溶液を発電機部内へと移動させ、ここで、CTTデバイスからの熱を適用して冷媒蒸気を溶液から追い出して蒸発器内に入れて、必要な箇所に冷却を提供する。この場合、使用される熱は、CTTデバイス熱交換器によって生成された熱から導出される。

40

【0027】

さらなる利点および改善が、以下の図面の説明および本発明の詳細な説明を読めば明らかになる。

【図面の簡単な説明】

【0028】

【図1】燃料駆動タービン発電機（例えば、CTTデバイス、蒸気タービン発電機、および燃料駆動タービン発電機セット）の効率を上げるための多様な構成部品および方法工程

50

を示す模式図である。

【図 2】超冷却空気を生成するためのコンプレッサ、ターボコンプレッサおよびターボエキスパンダを備えた C T T デバイスの実施形態の模式図であり、ターボコンプレッサおよびターボエキスパンダが共通シャフト上に設けられ、コンプレッサから熱を除去するための 2 つの熱交換器が設けられている。

【図 3-1】図 3 は C T T デバイスの実施形態の多様な構成部品および方法工程を示す模式図であり、この C T T デバイスは、コンプレッサ、ターボコンプレッサおよびターボエキスパンダ、2 つの熱交換器、混合区画（排出装置）、分離区画（遠心分離機）、および関連付けられた熱エネルギー保存システムを含む。

【図 3-2】図 3 A は熱交換器を C T T デバイスと共に用いた結果発生し得る温度変化の一例を示す図である。

【図 3-3】図 3 B は C T T デバイスとの共用を企図した逆流熱交換器の内部の仕組みを示す模式図である。

【図 4】C T T デバイスによって提供された加熱された冷却剤を蒸気ボイラー用の事前加熱された水として用いる蒸気タービン発電機システムの多様な構成部品を示す模式図であり、このシステムは、蒸気タービンおよび発電機をより効率的に用いて電気を生成することができる。

【図 5】コンプレッサタービン、燃焼室、膨張タービンおよび発電機を含む燃料駆動タービン発電機セットの多様な構成部品を示す模式図である。

【図 6】既存の圧縮空気源を用いて冷却空気を生成するためのターボコンプレッサおよび 2 段ターボエキスパンダデバイスの別の実施形態を示す模式図である。共通シャフトがターボコンプレッサとターボエキスパンダとの間に延び、少なくとも 1 つの熱交換器が、ターボコンプレッサから熱を除去するために設けられている。

【図 7】図 2 および／または図 6 中の空気の状態特性を含む、サンプルシステムの温度および圧力を示す図である。

【図 8】混合区画（排出装置）の多様な構成部品を示す模式図である。この混合区画（排出装置）を用いて、外気と C T T デバイスからの超冷却空気とを混合して冷気を生成することができ、この冷気を入口空気として燃料駆動タービン発電機内に導入することができる。

【図 9-1】図 9 は分離区画（遠心分離機）の多様な構成部品を示す模式図である。この分離区画（遠心分離機）を用いて、外気中に含まれる水蒸気を C T T デバイスからの超冷却空気を用いて瞬間冷凍することができる。蒸気が凍結して氷粒子が生成されると、高速氷粒子が自身の慣性によって遠心分離機の底部へと落下し、区画に対して実質的に垂直に延びた通路またはサイドダクトを通じて冷気が方向付けられ、ここで、氷粒子を冷却空気から除去して、低温かつ「乾燥した」空気を生成することができる。

【図 9-2】図 9 A は分離区画（遠心分離機）の構成部品を示す別の模式図である。この分離区画（遠心分離機）を用いて、外気中に含まれる水蒸気を C T T デバイスからの超冷却空気を用いて瞬間冷凍することができる。蒸気が凍結して氷粒子が生成されると、高速氷粒子自身の慣性によって遠心分離機の底部へと落下し、区画に対して実質的に垂直に延びた通路またはサイドダクトを通じて冷気が方向付けられ、ここで、氷粒子を冷却空気から除去して、低温かつ「乾燥した」空気を生成することができる。

【図 10】熱エネルギー保存システム（より詳細には、氷粒子として形成された冷水を保存し、この水を遠心分離機内において溶解させるための「層別化」タンク）の多様な構成部品を示す模式図である。ここで、冷水を保存し、この冷水を用いて、H V A C、冷蔵、脱塩などのための冷却を提供することができ、熱交換器からの温水を熱エネルギー保存タンクの上部において保存することができる。

【図 11】燃料駆動タービン発電機によって生成可能な出力と、コンプレッサタービン内に導入される多様な入口空気温度との比較を示す出力チャートである。

【図 12-1】図 12 A は 2 段ターボコンプレッサおよび 2 段ターボエキスパンダセットを 2 段コンプレッサと共に用いて冷却空気を生成する C T T デバイスの別の実施形態を示

10

20

30

40

50

す模式図である。ターボコンプレッサおよびターボエキスパンダセットは共通シャフト上に設けられ、コンプレッサからの熱を除去するための複数の熱交換器が設けられている。

【図 1 2 - 2】図 1 2 B は図 1 2 A に示す C T T デバイスの状態特性チャートである。

【図 1 3】3 つの異なるターボエキスパンダ能力を用いて所定の温度の入口空気を生成するための、外気および超冷却空気の相対混合比を示す図である。

【図 1 4】図 1 2 B および図 1 3 に示す例に基づいた出力／入力比を示すチャートである。

【図 1 5】解凍水を受けた T E S システムの正味の出力効果を示すチャートである。

【図 1 6】別の実施形態を示す模式図であり、オフピーク時間帯において圧縮空気を高压容器内に保存し、ピーク時間帯において圧縮空気を解放して、超冷却空気を生成するターボエキスパンダを駆動する。

【図 1 7】吸収冷却装置の機能様態を示すチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0 0 2 9】

図 1 は、システム 1 の多様な構成部品を示す。以下に、後でより詳細に説明する構成部品の概要について説明する。

【0 0 3 0】

1) C T T デバイス：コンプレッサ、ターボコンプレッサおよびターボエキスパンダデバイス 3 (C T T デバイス 3 と呼ぶ) は好適には、コンプレッサ 5 (1 段、2 段または 3 段) と、ターボコンプレッサ 9 (1 段または 2 段) と、ターボエキスパンダ 1 3 (1 段または 2 段) と、1 つ以上の熱交換器 (例えば、7 および 1 1) (それぞれ、各コンプレッサ 5 および 9 の下流) と、混合区画 (排出装置) 1 5 と、分離区画 (遠心分離機) 1 7 と、熱エネルギー保存システム (T E S) 2 1 とを含む。C T T デバイス 3 は好適には、超冷却空気を生成する。この超冷却空気を排出装置 1 5 内の暖かい外気と混合することができ、ここで、形成された氷粒子を遠心分離機 1 7 の底部に堆積させることができ、その結果得られた低温かつ乾燥した空気を水平通路またはダクト 4 2 を通過させることで、この空気を氷粒子から分離させることができる。この水平通路またはダクト 4 2 は、図 9 に示すように、遠心分離機 1 7 の垂直軸に対して実質的に垂直方向に延びる。熱交換器 7 および 1 1 は、C T T デバイス 3 から熱を引き出すために用いることができ、補助発電機 (例えば、蒸気タービン発電機 1 9 または冷却装置 1 3 0) において用いることができる。

【0 0 3 1】

2) 蒸気発生器：蒸気タービン発電機 1 9 は、ボイラー 2 0 と、蒸気タービン 2 2 と、タービンブレード 2 4 と、発電機 2 8 とを含む。ボイラー 2 0 は、C T T デバイス 3 から放出された事前加熱された冷却剤水を用いて、タービン 2 2 のための蒸気を生成する。これは、任意の従来の蒸気タービン発電機であってよく、事前加熱された冷却剤により、蒸気のより効率的な生成が支援され、その結果、蒸気タービン発電機 1 9 は電気をより効率的に生成することができる。

【0 0 3 2】

3) T E S：C T T デバイス 3 から放出された冷却水を保存するための熱エネルギー保存システム 2 1 (「T E S」)。図 1 0 に示すように水を層別化タンク 6 0 内に保存し、この水を H V A C、冷蔵、脱塩などのための冷却目的のために用いることができる。

【0 0 3 3】

4) 燃料／発電機セット：燃料駆動タービン発電機セット 2 3 は好適には、コンプレッサタービン 2 5 と、燃焼室 2 7 と、膨張タービン 3 3 と、C T T デバイス 3 によって生成された低温かつ乾燥した空気をコンプレッサタービン 2 5 内への入口空気として用いることが可能な発電機 3 4 とを含む。コンプレッサタービン 2 5 は好適には、低温かつ乾燥した入口空気を燃焼室 2 7 内に圧縮するように適合され、ここで、燃料蒸気は好適には室 2 7 内に導入され、圧縮空気と混合され、これにより、この混合物を燃焼して、膨張タービン 3 3 を駆動することができる。膨張タービン 3 3 は発電機 3 4 と同じ上に設けられているため、膨張タービン 3 3 が回転すると、発電機 3 4 が回転し、電気が生成される。また

10

20

30

40

50

、コンプレッサタービン 25 も同一シャフト上に設けられているため、3つの構成部品全てを共に回転することができ、定常状態条件の動作に到達させることができる。ここで、3つの構成部品全てを膨張タービン 33 によって駆動することができる。

【0034】

図 17 に示すような冷却装置システム 130 もまた、C T T デバイス 3 から放出された事前加熱された冷却剤水からの熱を用いて、冷媒蒸気を蒸発器 134 内に入らせることができる。吸収冷却装置の場合、蒸気圧縮サイクルを進めるための機械的コンプレッサを用いる代わりに、吸収冷却装置 130 は熱化学コンプレッサ 132 を用いることができ、（冷媒との高い親和性を有する）吸収剤溶液中に当該冷媒が溶解し、この冷媒が位相を変化させ、システム全体内において循環する。吸収剤溶液を発電機部内に移動させるための電気ポンプを設けると好適であり、熱を（C T T デバイス 3 から）付加して、溶液から冷媒蒸気を追い出して、蒸発器 134 内へと入らせることができる。

【0035】

ここで、システム 1 の各構成部品についてより詳細に説明する。

1. C T T デバイス（排出装置および遠心分離機を含む）

図 3 は、C T T デバイス 3 の実施形態を示す。C T T デバイス 3 は、コンプレッサ 5 をターボコンプレッサ 9 およびターボエキスパンダ 13 と接続する。図 2 は、C T T デバイス 3 の基本的動作の模式図である。C T T デバイス 3 の動作は、コンプレッサ 5 と共に開始する。まず、コンプレッサ 5 は、好適には別個の電源を用いて、雰囲気入力空気を基準となる約 90 p s i a などまで加圧する。コンプレッサ 5 は好適には外気を加圧し、その後この外気はターボコンプレッサ 9 内に導入され、これが発生すると、ターボコンプレッサ 9 およびターボエキスパンダ 13 は同一シャフト上に設けられているため、ターボコンプレッサ 9 およびターボエキスパンダ 13 は共に回転し始める。ターボコンプレッサ 9 とターボエキスパンダ 13 との間に延びる共通シャフト 12（「フリースピンドル」）により、定常状態条件の動作が達成されるまで、ターボエキスパンダ 13 によって生成されるトルク（機械仕事）によりターボコンプレッサ 9 を駆動することが可能となる。ターボエキスパンダ 13 によって生成されるシャフト 12 の回転速度は好適には、ターボコンプレッサ 9 が平衡入力圧力に到達するまでターボコンプレッサ 9 を駆動するための十分な出力を提供する。定常状態条件の動作が達成された（すなわち、数秒以内）場合、ターボコンプレッサ 9 は、コンプレッサ 5 によって圧縮された空気を継続的に圧縮する。その後、圧縮空気はターボエキスパンダ 13 内に入り、放出されて、超冷却空気が生成される。

【0036】

C T T デバイス 3 好適には、熱交換器 7 および 11 を有する。熱交換器 7 および 11 は、圧縮空気がコンプレッサ 5 およびターボコンプレッサ 9 によってそれぞれ圧縮されているときの圧縮空気の温度の低減を支援する。このようにして、燃料駆動発電機セット 23 によって生成されかつ燃料駆動発電機セット 23 内に導入されている冷却空気の温度に影響を与えることもまたこの温度をオフセットさせることなく、コンプレッサによって生成された熱を放出することができる。

【0037】

この点について、第 1 の熱交換器 7 は好適には、任意の従来の種類のもの（例えば、水などの冷却剤を用いて、コンプレッサ 5（およびコンプレッサ 5 によって生成される圧縮空気）から熱を引き出す逆流型のもの）である。この種の熱交換器の場合、熱交換後は、前記冷却剤は、関連付けられた発電機（例えば、蒸気タービン発電機 19 および／または吸収冷却装置 130）に移動される。第 1 の熱交換器 7 は好適には、コンプレッサ 5 によって生成された高温の圧縮空気中に含まれる熱を強制的に冷却剤へと移動させる。ここで、冷却剤が加熱されると、コンプレッサ 5 によって生成された圧縮空気の温度を実質的に低減することができる。

【0038】

第 2 の熱交換器 11 は好適には、ターボコンプレッサ 9 からの熱移動を支援するために設けられる。熱交換器 11 は、第 1 の熱交換器 7 と実質的に同様の様態で動作する。第 2

10

20

30

40

50

の熱交換器 11 は好適には、ターボコンプレッサ 9（およびターボコンプレッサ 9 によって生成される圧縮空気）から熱を引き出すために冷却剤を用いる、任意の従来の種類のものである。この種の熱交換器の場合、熱交換後は、前記冷却剤は、関連付けられた発電機（例えば、蒸気タービン発電機 19 および／または吸収冷却装置 130）に移動される。

【0039】

好適には、熱交換器 7 および 11 は、図 3 b に示すような逆流熱交換器である。このような場合、冷却剤水は好適には、入口点 71 において熱交換器 7 または 11 内に導入され、加熱された冷却剤水は、その反対側にある出口点 73 を通じて出て行く。一方、コンプレッサ 5 および／またはターボコンプレッサ 9 によって生成された圧縮空気は、場合によっては好適には反対方向に導入され、この場合、加熱された圧縮空気は好適には入口点 75 において熱交換器 7 または 11 に入り、冷却され加熱された空気は出口点 77 を通じて出て行く。このようにして、加熱された空気が同一端内に導入され、ここで、加熱された水が出て行き、それと同時に、比較的低温の水が同一端部 71 内に導入され、ここから冷氣が出て行く 77。この結果、熱交換器 7 および 11 のより効率的な動作が支援される。

【0040】

空気がコンプレッサ 5 によって圧縮および加熱されると、熱交換器 7 は、この熱を引き出し、前記空気の温度を低減させることができ、それと同時に、その圧力を増加させることができる。例えば、前記空気を華氏 450 度まで加熱することができる。熱交換器 7 は、前記空気の温度を華氏 70 度まで低下させることができる。その場合、空気圧力を約 90 p s i a まで上昇させることができる。前記空気が再度ターボコンプレッサ 9 によって圧縮および加熱されると、熱交換器 11 は同様に熱を引き出し、その温度を低下させることができ、それと同時に、その圧力をさらに上昇させることができる。例えば、前記空気を華氏 270 度まで加熱することができる。熱交換器 11 は、温度を華氏 70 度まで低下させることができ、その圧力は約 215 p s i a まで増加させることができる。

【0041】

これを図 3 A 中に模式的に示す。図 3 A 中、加熱された圧縮空気は、比較的高温（例えば、華氏 272 度として図示）と共に開始するが、熱交換器を出て行くときには比較的低温（華氏 70 度として図示）になっている。同様に、冷却剤水は好適には、熱交換器に入る際に比較的低温（華氏 55 度として図示）になっており、出て行くときは比較的高温（華氏 180 度として図示）になっている。その後、加熱された水を蒸気タービン発電機 19 のボイラー 20 へと移動させ、この水を用いて、蒸気をより効率的に生成することができる。典型的なコンプレッサの効率はわずか 75 % であるため、熱交換器を用いることにより、当該コンプレッサによって生成された熱取り戻しその一部を使用し、このような 25 % のエネルギー損失のうち一部を取り戻すことができる。

【0042】

本明細書中説明した図面中に示した温度および圧力値は全ておおよその値であり、各場合において、変更不可能な凍結温度を除いて、その他の値はひとえに例示目的のためのものであることがわかり、そのため、限定的なものとして解釈されるべきではないこと分かり、また、このような値よりも高い値または低い値も企図され得ることが理解されるべきである。

【0043】

ターボエキスパンダ 13 のためのさらなる熱交換器も設けられ得る。この熱交換器は、ターボエキスパンダが回転する際に発生する摩擦に酔って生じる熱を引き出すことができる。軸受は小さな摩擦を生成するように設計されているが、典型的なターボエキスパンダは 30,000 R P M で回転可能であるため、熱が発生し得、この熱に熱交換を施して軸受を冷却することが必要になり得る。ターボエキスパンダの効率は典型的にはわずか 85 % であるため、熱交換器を用いてターボエキスパンダから生じる熱の一部を用いることにより、15 % のエネルギー損失のうち一部を取り戻すことができる。

【0044】

熱交換器 7 および 11 は好適には、圧縮空気を室温（すなわち、約華氏 70 度）におい

10

20

30

40

50

て維持することを支援する。好適な最終圧力は約 215 p s i a 以上である。その後、この圧縮空気をターボエキスパンダ 13 によって放出および膨張させることができ、その結果、圧縮空気の圧力が例えば 14.67 p s i a まで降下する。その結果、空気の温度も、例えば室温から華氏マイナス 150 度～華氏マイナス 200 度以上まで実質的に降下する。このような実質的な温度低下は、熱交換器 7 および 11 によって引き出された熱と、ターボエキスパンダ 13 が同一シャフト上のターボコンプレッサ 9 を駆動する際に用いられたエネルギーとに起因するエネルギー損失に部分的に起因する。C T T デバイス 3 の主な目的は、入口空気温度を雰囲気温度から華氏マイナス 150 度～華氏マイナス 200 度以上まで低下させることであり、その後、この超冷却空気を外気と混合して、比較的低温かつ乾燥した空気を生成して、コンプレッサタービン 25 内に導入することができる。

10

【0045】

図 6 に示す別の実施形態 51 において、実施形態 51 は、既存の圧縮空気源 53 が利用可能であり、別個のコンプレッサ 5 が不要である場合に用いることができる。提案の用途 51 において、C T T デバイス 3 の動作を開始させたコンプレッサ 5 は用いられず、この実施形態では、現場において利用可能な既存の源 53 によって供給可能な圧縮空気を企図している。そのため、システムにおいて必要なのは、C T T デバイス全体ではなく、水冷却されたフリースピンドルターボコンプレッサ 55 およびターボエキスパンダ 56 (T T デバイス 51) のみであるが、C T T デバイス 3 と同様に、この種のものは好適には、ターボコンプレッサ 55 とターボエキスパンダ 56 との間に延びる共通シャフト 57 を有し、これにより、定常状態条件の動作を経時的に達成することができる。また、この種のものは好適には、ターボコンプレッサ 55 (およびターボコンプレッサ 55 によって生成される圧縮空気) からの熱移動を支援する少なくとも 1 つの熱交換器 58 を有する。同様に、上述したようにターボコンプレッサ 55 によって生成された熱を例えば冷却剤へと移動させることができ、その後、熱を関連付けられたデバイス (例えば、蒸気タービン発電機 19 または冷却装置 130) へと移動させることができる。

20

【0046】

図 7 は、C T T デバイス 3 および T T デバイス 51 双方について、気流経路内の各点における可能な空気特性の計算の一例を示す。状態 1 および 2 はコンプレッサ 5 によって生じる特性を指し、この特性は T T デバイス 51 には無いため、状態 1 および 2 は C T T デバイス 3 のみに当てはまり、T T デバイス 51 には当てはまらない点に留意されたい。T T デバイス 51 の場合、ターボコンプレッサ 55 を駆動するために用いられる初期空気圧力は、コンプレッサ 5 の代わりに、既存の圧縮空気源 53 によって提供することができる。そのため、T T デバイス 51 により、システムは、状態 3 においてターボコンプレッサ 55 内に入る圧縮空気と共に開始し、この圧縮空気は本例において、約 90 p s i a の空気圧力および約華氏 70 度の空気温度を有する。図 7 において状態 3 から開始するその他の条件は、C T T デバイス 3 および T T デバイス 51 双方に適用可能である。

30

【0047】

いずれの場合においても、圧力比が 8 よりも低い場合、1 段ターボエキスパンダで対応可能であることが多いが、多くの用途においてより高い圧力比 (例えば、15) が用いられる場合、2 段ターボエキスパンダが必要となり得る点に留意されたい。

40

【0048】

図 12A は、2 段ターボエキスパンダ C T T デバイス 80 を示す。2 段ターボエキスパンダ C T T デバイス 80 は、2 段コンプレッサ 82 と、2 段ターボコンプレッサ 86 および 90 と、2 段ターボエキスパンダ 94 および 96 とを多様な熱交換器 (例えば、84、88、92) と共に有する。外気は先ずコンプレッサ 82 による作用を受け、ここで、第 1 の熱交換器 84 が加熱された空気の温度を低下させることが分かる。その後、圧縮空気は第 1 のターボコンプレッサ 86 による作用を受け、前記空気はさらに圧縮され、ここで、第 2 の熱交換器 88 は同様に、加熱された空気の温度を低下させる。上記のさらに圧縮された空気は次に第 2 のターボコンプレッサ 90 による作用を受け、前記空気は第 2 のターボコンプレッサ 90 によってさらに圧縮され、ここで、第 3 の熱交換器 92 は同様に、

50

前記空気の温度を低下させる。その後第1のターボエキスパンダ94および第2のターボエキスパンダ96が続き、第1のターボエキスパンダ94および第2のターボエキスパンダ96は、前記圧縮空気を膨張および放出して、超冷却空気を生成する。

【0049】

そのため、外気は好適には、（ボックス1において81によって示すように）雰囲気温度および雰囲気圧力においてコンプレッサ82内に導入される。電気入力83が好適には、コンプレッサ82を駆動するために提供される。その後、コンプレッサ82は、外気を圧縮し始め、その結果、圧縮空気の温度が上昇する。この点において、図12Bに示すように、その結果得られた圧力は90 psiaであり得、温度は華氏426度であり得る。しかし、コンプレッサ82の効率は完全に高いものではない（すなわち、コンプレッサ82の効率は典型的にはわずか85%である）ため、コンプレッサ82によって生成される圧縮空気は、最大温度を達成しない（すなわち、例えば、前記空気は華氏373度以下であり得る）。この点について、（この温度低下の）廃熱は好適には、コンプレッサ82を含む材料によって吸収され、そのため、水冷却剤85は好適には、コンプレッサ82内を循環して、熱を引き出す。次に、この入力電力の15%を好適には、水冷却剤により、蒸気駆動発電機19または利用可能な近隣の冷却装置130の入力のいずれかに移動させる。処理された空気を（単位：ポンド／時間）213.1-200.1=13 BTU/LBの空気によって乗算すると、無駄な出力を最大値で回復させることができる。

10

【0050】

次に、コンプレッサ82から出て行った圧縮された加熱空気は好適には、（ボックス2によって示すように）第1の熱交換器84を通じて送られ、ここで、圧縮空気の温度を低下させることができる。第1の熱交換器84は、任意の従来の種類のもの（例えば、上述したような逆流型）でよい。第1の熱交換器84は好適には圧縮空気から熱を引き出し、熱が一旦交換された後、関連付けられた蒸気タービン発電機19および／または吸収冷却装置130へと冷却剤を移動させることができる。第1の熱交換器84は好適には、コンプレッサ5によって生成される高温圧縮空気からコンプレッサ5内に含まれる熱を冷却剤へと強制的に送り、ここで、前記冷却剤は加熱され、前記圧縮空気の温度を実質的に低下させることができる。

20

【0051】

この点において、熱交換器84の目的は、圧縮空気の温度を室温程度まで低下させた後に、この圧縮空気を第1の段ターボコンプレッサ86へと送ることである。例えば、コンプレッサ82から出て行く空気の温度が華氏373度である場合、第1の熱交換器84は好適には、前記空気の温度を約華氏70度まで低下させた後、この空気を第1の段ターボコンプレッサ86内へと入らせる。圧縮空気の圧力は好適にはほぼ同一（すなわち、約90 psia）のままであるが、第1の熱交換器84内を通る気流に起因して、小さな圧力降下が発生し得る。処理された空気を（単位：ポンド／時間）を $Q_1 = 73.9 \text{ BTU/LB}$ の空気によって乗算すると、好適には、コンプレッサ82の下流の第1の熱交換器84からの出力を最大値まで回復される。

30

【0052】

第1の熱交換器84からの圧縮空気は好適には、（ボックス3に示すように）第1の段ターボコンプレッサ86内へと導入され、ここで、前記空気はさらに圧縮される。例えば、この点において、図12Bに示すように、前記空気は好適には90 psiaから約123 psiaへと圧縮され、その結果、前記空気の温度は華氏70度から約華氏120度まで上昇する。しかし、ターボコンプレッサ86の効率は完全ではないため、圧縮空気は最大温度を達成しない。例えば、（図12B中に状態3と状態4との間に示すように）10.1 BTU/LBなどの損失があり得、その場合、出力温度は華氏112度になり得る。この点について、この温度降下の廃熱は、コンプレッサ86を含む材料によって吸収され得、そのため、ターボコンプレッサ86内に水冷却剤を循環させる必要がでてき得る。ターボコンプレッサ86からの冷却剤水は好適には、蒸気駆動発電機19へかまたは近隣の冷却装置130へと出力回復のために送られ、これにより、10.1 BTU/LBの空気

40

50

が送られる。

【0053】

その後、ターボコンプレッサ86から出て行く圧縮空気は好適には（ボックス4によって示すように）第2の熱交換器88を通じて送られ、ここで、圧縮空気の温度は低下される。第2の熱交換器88は、上述した逆流型などの任意の従来の種類のものでよく、好適には圧縮空気から熱を引き出す。熱交換後、冷却剤は好適には関連付けられた蒸気タービン発電機19または冷却装置130へと移動され、圧縮空気の温度を例えば室温まで実質的に低下させることができる。処理された空気を（単位：ポンド／時間） $Q_2 = 10.2 \text{ BTU/LB}$ の空気によって乗算すると、好適には、第1の段ターボコンプレッサ86からの下流の第2の熱交換器88からの出力値を最大値まで回復させることができる。

10

【0054】

この点において、第2の熱交換器88の目的は、圧縮空気の温度をおおよそ室温まで低下させた後、この空気を第2の段ターボコンプレッサ90へと送ることである。例えば、ターボコンプレッサ86から出て行く空気の温度が華氏112度である場合、第2の熱交換器88は好適には、前記空気の温度を約華氏70度まで低下させた後、第2の段ターボコンプレッサ90内へと入らせる。前記圧縮空気の圧力は好適にはほぼ同じ（例えば、 123 psia ）であるとよいが、第2の熱交換器88内を通る気流に起因して、若干の最小程度の圧力降下は発生し得る。

【0055】

次に、第2の熱交換器88から出て行った圧縮空気は好適には、（ボックス5によって示すように）第2の段ターボコンプレッサ90内へと導入され、ここで、前記空気はさらに圧縮される。例えば、この点において、図12Bに示すように、前記空気は好適には、約 123 psia から約 215 psia まで圧縮され、その結果、前記空気の温度も例えば華氏70度から約華氏162度まで増加する。しかし、ターボコンプレッサ90の効率は完全ではないため、前記圧縮空気は最大温度を達成しない。例えば、（図12Bにおいて状態5と状態6との間に示すように） 18.7 BTU/LB などの損失があり得、その場合、出力温度は華氏148度となり得る。この点について、この温度降下の廃熱は、ターボコンプレッサ90を含む材料によって吸収され得、そのため、水冷却剤をターボコンプレッサ90内でも循環させるべきである。ターボコンプレッサ90からの冷却剤水は好適には、蒸気駆動発電機19へかまたは近隣の冷却装置130へと出力回復のために送られ、これにより 18.7 BTU/LB 空気を送る。

20

30

【0056】

その後、第2の段ターボコンプレッサ90から出てきた圧縮空気は好適には、（ボックス6によって示すように）第3の熱交換器92を通じて送られ、ここで、圧縮された加熱された空気の温度が低下される。第3の熱交換器92は、上述した逆流型などの任意の従来の種類のものでよい。第3の熱交換器92は好適には、圧縮空気から熱を引き出し、熱交換後、冷却剤は関連付けられた蒸気タービン発電機19または冷却装置130へと移動され、前記圧縮空気の温度を実質的に低下させることができる。処理された空気を（単位：ポンド／時間） $Q_3 = 19.35 \text{ BTU/LB}$ の空気によって乗算すると、第2の段ターボコンプレッサ90からの下流の第3の熱交換器92からの出力値を最大値まで回復させることができる。

40

【0057】

その後、第3の熱交換器92から出てきた圧縮空気は好適には、（（ボックス6によって示すように）第1の段ターボエクスパンダ94内に導入され、ここで、前記圧縮空気は放出および膨張される。例えば、この点において、約 215 psia まで圧縮されている空気を、圧力が 55 psia まで低下するまで、放出することができる。ここで、その温度は、図12Bに示すように華氏マイナス102度に到達し得る。しかし、状態7と状態8との間の損失（例えば、 $90.77 - 84.67 = 6.1 \text{ BTU/LB}$ ）に起因して、図12Bに示すように、実際の出力温度は、華氏マイナス77度となる可能性がより高い。第1の段ターボエクスパンダ94からの冷却剤水は好適には、蒸気駆動発電機19へま

50

たは近隣の冷却装置 130 へと出力回復のために送られ、これにより、18.7 BTU/LB 空気が送られる。

【0058】

その後、第1の段ターボエキスパンダ94から出てきた空気は好適には、(ボックス8によって示すように)第2の段ターボエキスパンダ96内に導入され、ここで、やはり放出および膨張される。例えば、この点において、その圧力が14.67 psiaまで低下するまで、前記空気を55 psiaにおいて放出することができる。華氏マイナス102度であった温度を図12Bに示すように華氏マイナス198度まで低下させることができる。しかし、状態8と状態9との間の損失(例えば、 $66.43 - 62.14 = 4.3$ BTU/LB)に起因して、図12Bに示すように、実際の出力温度は、華氏マイナス180度となる可能性がより高い。第2の段ターボエキスパンダ96からの加熱された冷却剤水は好適には、蒸気駆動発電機19へまたは近隣の冷却装置130へと出力回復のために送られ、これにより4.3 BTU/LB空気が送られる。

10

【0059】

上記にも関わらず、図12Bの底部では、最終ステーションにおいて吸引機能を持たない下流ハードウェア内を通過できるだけの十分なエネルギーを流れに持たせるために、出口圧力が14.67 psiaではなく20 psiaとなる可能性がより高いことを考慮している。この場合、膨張低減に起因して、最終温度がより高くなり得る(例えば、華氏マイナス180度ではなく華氏マイナス159度など)。

【0060】

20

コンプレッサ82が作動し、外気圧縮を行い、上述したように空気がシステム内を通じて送られ、ターボエキスパンダ94および96が回転および作動し始め、圧縮空気を放出すると、さらなる仕事が行われ、その結果、最終的にはシステムは定常状態条件の動作に到達する点に留意されたい。デバイス80の基本的動作は、コンプレッサ82からの圧縮空気が第1の段ターボコンプレッサ86内に導入されることから開始し、その後、この空気は第2の段ターボコンプレッサ90内へと導入され、前記圧縮空気が放出される頃までには、ターボエキスパンダ94およびターボコンプレッサ86は同一シャフト上に設けられておりまたターボエキスパンダ96およびターボコンプレッサ90は同一シャフト上に設けられているため、ターボエキスパンダ94および96が回転し始めると、ターボコンプレッサ86および90も回転し始める。これが発生すると、4つ全てが回転し始める。共通シャフト98および99(「フリースピンドル」)は、ターボコンプレッサ86とターボコンプレッサ90との間およびターボエキスパンダ94とターボエキスパンダ96との間をそれぞれ延びており、これらの共通シャフト98および99(「フリースピンドル」)により、定常状態条件の動作が達成されるまで、ターボエキスパンダ94および96によって生成されたトルク(機械仕事)によりターボコンプレッサ86および90を駆動することが可能になる。

30

【0061】

C T T デバイス3(またはT T デバイス51または2段C T T デバイス80)によって生成された超冷却空気は好適には、外気と混合され、これにより、中程度の冷気の質量流が生成される。本明細書中以下に説明するC T T デバイス3については、C T T デバイス3はT T デバイス51およびC T T デバイス80を含むことが理解される。

40

【0062】

この混合は好適には、図8に示すような混合区画(例えば、排出装置15)において達成される。この点について、C T T デバイス3からの超冷却空気は好適には、圧力下において、少なくとも1つの開口部16を通じて排出装置15内に導入される。ここで、超冷却空気の速度により、外部雰囲気環境からのさらなる外気が、1つ以上の開口部18を通じて排出装置15内へと引き込まれる。その後、これら2つの気流は好適には共に混合され、これにより単一の冷気の気流10が必要な温度において生成され、この気流10を燃料駆動タービン発電機23内の入口空気として用いることができる。仮想的には任意の温度低下が企図されるが、冷気の温度は華氏マイナス22度以下までにも低くすることが可

50

能である。

【0063】

これら2つの異なる気流の初期温度およびこれらの気流間の比により、冷氣の出力温度が決定される点に留意されたい。例えば、より多量のまたはより高い速度の超冷却空気が利用可能である場合（例えば、より大型のまたはより高出力のC T Tデバイス3が用いられる場合）、超冷却空気流れが優勢になるため、排出装置15によって引き出される外気はより少量となる。この場合、その結果得られた空気混合物はより低温となる可能性が高い。一方、より小型のまたは中程度の出力のC T Tデバイス3が用いられた場合あるいはより少量または低速度の超冷却空気が利用可能である場合、排出装置15によって引き出される外気は典型的にはより多量となり、その結果得られた混合物もそれほど低温にならない。超冷却空気および外気が排出装置15内へと導入される際の通路となる開口部16および18の総体的サイズも因子となり得るため、これらの開口部のサイズは好適には、適切な量および比の空気ならびによって出力温度が制御できるように、決定するとよい。

10

【0064】

好適には、C T Tデバイス3によって生成される超冷却空気と、排出装置15内に導入される外気との間の適切な比は、燃料駆動タービン発電機23のための入口空気として用いることが可能な所望の温度の出力空気が得られるように、適切に制御される。冷却空気の温度は華氏マイナス175度以下にもなり得、また外気温度は華氏100度以上にもなり得るため、温度を一貫させるために、適切な比を決定する際にこれらの差を考慮する必要があることが理解される。

20

【0065】

図13は、3つの事例（すなわち、ターボエキスパンダが3, 020 kW、2, 200 kWおよび1, 671 kWで設定された場合）を示す。ここで、1) 3, 020 kWのターボエキスパンダは、華氏マイナス180度の冷却空気を50.6 #/秒の速度で生成し、2) 2, 200 kWのターボエキスパンダは、華氏マイナス180度の冷却空気を37.2 #/秒の速度で生成し、3) 1, 671 kWのターボエキスパンダは、華氏マイナス180度の冷却空気を28 #/秒の速度で生成する。これらの超冷却空気の流れを暖かい外気と混合して、以下の状況下において、華氏マイナス22度の一貫した出力温度において、比較的低温の入口空気を生成することができる。1) 外気が華氏113度である場合、59.1 #/秒の空気流量の前記外気を流量が50.6 #/秒である超冷却空気と混合することができ、これにより、入口空気を華氏マイナス22度において109.7 #/秒の空気速度で生成することができる。2) 外気が華氏59度である場合、72.5 #/秒の空気流量の前記外気を流量が37.2 #/秒である超冷却空気と混合することができ、これにより、入口空気を華氏マイナス22度において109.7 #/秒の空気速度で生成することができる。3) 外気が華氏32度である場合、81.7 #/秒の空気流量の前記外気を流量が28.0 #/秒である超冷却空気と混合することができ、これにより、入口空気を華氏マイナス22度において109.7 #/秒の空気速度で生成することができる。発電機セット23の電力出力が、図14に示す入力空気温度の関数として大幅に改善した点に留意されたい。

30

【0066】

システム効率を上げるためには入口空気温度をできるだけ低くすることが望ましいが、従来のシステムの問題として、上述したように、外気中に少しでも水分が含まれており、入口空気温度が氷点下まで降下した場合に、氷粒子が形成され得、これらの氷粒子に起因してタービンブレードの損傷が発生し得る点があった。この理由のため、外気が比較的高湿度である場合、燃料駆動発電機23内に導入される入口空気の最適な温度を決定する際に、水蒸気から氷粒子への相変化についてのエネルギー要求を考慮することが必要であることが多かった。従来では、入口空気温度を約華氏42度よりも低くした場合、コンプレッサタービンのナセルを通過する気流による制限に起因して、入口空気温度は氷点下よりもさらに降下し、そのため、従来のシステムの場合、入口空気温度を華氏42度よりも低くすることは避けていた。そのため、システムの可能な効率設定範囲が制限されていた。

40

50

【0067】

この点について、従来のシステムの関連する欠陥として、コンプレッサタービンを用いて入口空気を圧縮した場合、その結果、断面積が低減または制限された空気供給経路を通じて入口空気が加速することが多く、その結果、典型的には引き込まれた空気の断熱的加速が発生し、ここで、この加速はエンタルピー低減と関連付けられ、その結果、さらなる温度降下が発生していた。すなわち、入口空気温度は凍結温度よりも高い温度から開始したはずであるが、入口空気がナセルを通じてコンプレッサタービン内に入る頃までには、入口空気温度は降下し、そのため、入口空気がコンプレッサタービン25内に入る頃の最終的な温度に起因して、氷粒子が形成され得る。より低温の空気温度を用いることによる利点はあるものの、上述したように、その不利点として、入口空気温度が降下し過ぎた場合、氷粒子が形成され得、その場合、システム出力が低下するだけでなく、タービンブレードの損傷も発生し得る。すなわち、空気および氷粒子が前記空気供給システムを通じて加速され、氷粒子が高速タービンブレードに衝突し得る。

10

【0068】

そのため、従来、外気中に少しでも水分が有った場合において、入口空気温度を約華氏42度よりも低くした場合、タービンブレードの損傷が発生し得るため、入口空気温度は約華氏42度よりも低くすることはできなかった。しかし、本発明の場合、外気中に少しでも水分が有るか無いかに関わらず、下記に説明するように、タービンブレードの損傷の危険性無く、入口空気温度を氷点下よりもずっと低い温度まで低下させることができる。実際、華氏42度よりも低い温度（この温度において、燃料駆動発電機23の効率を比例的に向上させることができる）が実行可能である。水分除去が可能である限り、実質的に任意の温度（例えば、華氏マイナス22度以上）までの低減が可能であり、温度が低下するほど、システムはより高い効率で動作する。

20

【0069】

そのため、本発明の別の利点は、遠心分離機17（図9および図9Aを参照）を使用している点である。遠心分離機17により、水分および他の粒子を入口空気から除去した後に、前記入口空気をコンプレッサタービン25内に導入することが可能になる。このように、氷粒子の形成およびその後のタービンブレード損傷を回避することができる。これは、例えば、遠心分離機17のシリンダ40を以下のように構成することにより、行うことができる。すなわち、シリンダ40は好適には、比較的背の高い内部断面を有し、実質的に水平方向に方向付けられた通路42またはダクトが、シリンダ40の垂直軸に対して約90度で延びている。図9に示すように、C T Tデバイス3からの超冷却空気をシリンダ40内に導入するために、入口43を好適には上部に設けるとよく、1つ以上のさらなる入口45が、比較的暖かい外気を導入するために設けられる。そのため、超冷却空気がシリンダ40内に入ると、この超冷却空気を外気と混合して、比較的低温の入口空気を生成することができ、この入口空気を燃料駆動発電機セット23のための入口空気として用いることができる。しかし、外気中の水分が超冷却空気に晒されると、その内部に含まれる水蒸気が瞬間冷凍して氷粒子が形成され、その後、これらの氷粒子は、高速の垂直気流内においてシリンダ40内を降下し得、その場合、典型的には、氷粒子が大きい（例えば、直径が10～20ミクロン）ほど、当該氷粒子は重量により自身の慣性に起因してシリンダ40の底部に落下し、一方、その結果得られた（直径10～20ミクロン未満の氷粒子が付随している可能性がある）低温かつ乾燥した空気41は、重量が軽いため、角部を回って、ダクトまたは通路42内へと方向付けられ、その後好適にはC T Tデバイス3から離隔される。高速気流中の氷粒子は、水平通路または分岐ダクト42内へと続く角部に起因するその側方方向の局所的空気抵抗力と比較して慣性の方が高いため、その下方方向への垂直軌跡を継続する。好適には、ダクト延長部42は、曲がり角がシリンダ40の軸に対して比較的小さな（例えば、90度）の通路であり、そのため、凍結した氷粒子がシリンダ40の底部44に沈降することができ、低温かつ乾燥した空気が最小量の氷と共に角部41を回り、ダクト延長部42を通じて燃料駆動発電機セット23へと方向付けられる。

30

40

【0070】

サイズが約10～20ミクロンよりも大きな氷粒子は典型的には、遠心分離機17内の90度の曲がり角を曲がることができず、比較的高速で底部44まで降下し続ける。一方、サイズが約10ミクロンよりも小さな氷粒子は、冷氣と共に吹き飛ばされて前記角部を間借り、延長部42内に流れ込むことが分かっている。上記のより小さな氷粒子のうち一部は角部を曲がるには質量が足りない場合があるが、これらの氷粒子は比較的小さい傾向にあるため、タービンプレード損傷の原因とはならない。

【0071】

例えば、外気が湿度100パーセントと共に開始した場合、前記外気は典型的には、空気1ポンド当たり約0.030ポンドの水を含み得る。前記外気がシリンダ40を通じて処理された後、その結果得られた低温かつ乾燥した空気中に含まれる水の総量は、空気1ポンド当たりわずか0.001ポンドの水であり得る。これは、大幅な低減である。

10

【0072】

シリンダ40の底部44において氷粒子が蓄積した後、これらの氷粒子を収集および解凍して、冷却水を生成することができる。この冷却水は、関連付けられた熱エネルギー保存システム21内において、保存および利用することができる。ここで、得られた冷却水を用いて、HVAC、冷蔵、脱塩などのための冷却を提供することができる。

【0073】

上記プロセスにより、有利なことに、燃料駆動タービン発電機23内への入口空気を粒子フリーで実質的に冷却および乾燥することができる。前記入口空気を冷却することにより、コンプレッサタービン25内に導入される空気はより高密度かつより大きな気団を持つため、コンプレッサタービン25が入口空気内に燃焼室27圧縮する際に必要な仕事量が低減する。従って、入口空気から水分および粒子を除去すること（そしてその結果氷粒子の形成およびタービンプレード29および31の損傷を回避すること）により、入口空気温度を氷点下よりもずっと低くした場合にも、コンプレッサタービン25を完全な効率で動作させることができ、これにより、システム全体の効率を向上させる。

20

【0074】

遠心分離機17を用いるか否かの決定は典型的には、入口空気の所望の温度に応じて行われる。入口空気温度を華氏42度以下まで低下させた場合は、必ず遠心分離機17を用いるべきである。なぜならば、上述したように、入口空気温度が氷点下から開始しない場合でも、入口空気はコンプレッサタービンのナセルを通過する際に加速されるため、入口空気温度が降下し得、その場合、氷粒子が形成され得、タービンプレード損傷の原因となり得るからである。一方、入口空気温度が華氏42度よりも高い場合、空気がナセルを通過する際に加速するにつれて発生するエンタルピーに関わらず、水蒸気が凍結する可能性が低い限り、遠心分離機17を設ける必要は無いことがわかる。北極条件などにおいて外気が既に乾燥している場合、タービンプレード損傷の原因なる氷粒子が形成される可能性は同様に低くなる。

30

【0075】

排出装置15および遠心分離機17の機能を単一のデバイス（例えば、分離区画）に統合することができる点に留意されたい。その場合、冷却空気および外気をシリンダ部内に導入しシリンダ部内において混合し、その後、氷粒子は底部へと落下することができる。その後、その結果得られた冷氣をサイドダクトまたは通路を通じて送ることができる。そのため、本議論全体において遠心分離機17について言及する場合、遠心分離機17は（すなわち、単一のユニット／デバイスにおいて）排出装置15の混合機能も行い得ることが理解される。

40

【0076】

上記に基づいて、CTTデバイス3（またはTTデバイス51またはCTTデバイス80）は、少なくとも以下の重要な機能を行うことができることが理解される。すなわち、1）高質量流の超冷却空気を生成すること。この空気を暖かい外気と組み合わせて、比較的低温の空気の混合物を生成することができる。この混合物は、燃料駆動タービン発電機

50

23内の入口空気として用いることができる。2) 1つ以上のコンプレッサおよび1つ以上の熱交換器を介して、加熱された冷却剤水を生成すること。この加熱された冷却剤水は、関連付けられた蒸気タービン発電機19内において効率向上のためにおよび／または吸収冷却装置システム130内において用いることができる。3) 冷却水を提供すること。この冷却水は、熱エネルギー保存システム21内に導入され得、その後、HVAC、冷蔵、脱塩などのための冷却のために用いられ得る。4) 氷粒子および他の粒子を吸入空気から除去することにより、タービンブレード損傷を起こすことなく、入口空気温度を氷点下よりもずっと低温まで低下させることができる。この場合、より低温の入口空気を用いることにより、システムの効率をより高くすることができる。

【0077】

10

2. 蒸気タービン発電機

蒸気タービン発電機19は好適には、ボイラー20を熱源23と共に含む。CTTデバイス3から放出された加熱された冷却剤水は、ボイラー20内に導入され得、加熱されて沸騰して蒸気を生成する。この冷却剤水はCTTデバイス3内における熱交換によって事前加熱されているため、ボイラー20中の水を沸騰させて蒸気を生成するために必要なエネルギーが低減する。例えば、典型的なCTTデバイス3において、熱交換器7および11を用いて、冷却剤水温度を雰囲気温度（例えば、華氏70度）からより高い温度（例えば、華氏180度以上）へと上昇させることができ、そのため、水の温度を沸点まで上昇させるために必要なエネルギーが低減する。

【0078】

20

ボイラー20によって生成される蒸気により、好適には、蒸気タービン22はブレード24と共に回転し始め、その結果、蒸気タービン22が設けられているシャフト26も回転する。シャフト26はコイル30および磁石32と共に発電機28に接続されているため、蒸気タービン22が回転し始めると、発電機28も回転し始め、電気を生成する。熱交換器7および11からの水は、加熱された後にボイラー20内に入るため、蒸気タービン発電機19が水を沸騰させるために必要なエネルギーが低減する。そのため、システムがより高効率となる。蒸気タービン発電機19によって生成された電気は、燃料駆動発電機23によって生成された電気と組み合わせてもよいし、あるいはその自身の施設に分配してもよく、これにより全体的な効率を高めることができる。

【0079】

30

3. 熱エネルギー保存システム

CTTデバイス3によって生成され、遠心分離機17によって低温かつ乾燥した入口空気から分離された氷粒子を収集および解凍して、冷却水を生成することができる。この冷却水は、関連付けられた熱エネルギー保存システム21内に保存され得る。その結果得られた冷却水を用いて、HVAC、冷蔵、脱塩などのための冷却を提供することができる。熱エネルギー保存システム21は好適には、図10に示すように層別化タンク60を含む。層別化タンク60は好適には、背の高い円筒状のタンク62であり、層状の水溶液を含み、比較的温かな水を上部において含み、比較的低温の水を底部において含み、その間には密度境界面がある。好適には、遠心分離機17からの冷却水のための入口64が設けられ、およびタンク62からの冷却水を関連付けられたデバイス（例えば、HVAC）へと送るための出口66が底部に設けられ、入口68は、タンク62の上部にある関連付けられたデバイスからの温水のためのものである。必要ならば、より多量の冷水に対応できるよう、別の出口を設けてもよい。

40

【0080】

熱エネルギー保存システムに関連するこれらの機能については、出願者の特許出願シリアル番号第11/585,023号（タイトル：「THERMAL ENERGY STORAGE SYSTEM USING COMPRESSED AIR ENERGY AND/OR CHILLED WATER FROM DESALINATION PROCESSES」）中に、より詳細に記載されている。本明細書中、同文献を参考のため援用する。

50

【0081】

冷却水を先ず熱エネルギー保存システム21内に保存する必要無く、冷却水を直接的に用いて、HVAC、冷蔵、脱塩などのための冷却を提供することも可能である。このような場合、熱エネルギー保存システム21を不要とすることができ、遠心分離機17の底部44に集まった氷粒子を解凍することができる。この場合、氷粒子が溶融するとともに生成される冷却水を、関連付けられたデバイスへと直接的に分配することができる。

【0082】

また、別の実施形態において、CTTデバイス3によって生成された超冷却空気を熱エネルギーシステム21へと方向付け、この空気をを用いて、保存水を排出装置15へと送る前または後の保存水の冷却を促進することができる。同様に、温度が十分に低い場合、CTTデバイス3からの低温かつ乾燥した空気の一部を、熱エネルギー保存システム21と関連付けられた空気／水熱交換器へと方向付けて、冷却を提供することができる。

10

【0083】

4. 吸収冷却装置

冷却水による空調システムにおいて、冷水は好適には、空気を冷却するコイル内を流れる。水を冷却する空調装置は、冷却装置と呼ばれる。冷却装置が配置される場所としては、冷却装置による機能を受け取る領域として、典型的には、同一の建物内の専用の機械用領域内、屋根の上、または屋外などがある。冷却装置において、冷媒は好適には、水を冷却するコイル内を流れ、その後、冷却水が配管ループを通じて空気処理部へとポンプ輸送される。これらの空気処理部は、冷却対象となる空間内に設けられる。これらの空気処理部において、冷却水は、前記空気処理コイル上を流れる空気から熱を吸収する。

20

【0084】

吸収冷却装置の場合、図17に示すように、蒸気圧縮サイクルの駆動の際に機械的コンプレッサを用いる代わりに、吸収冷却装置130は好適には、熱化学コンプレッサ132を用いる。この点について、熱化学プロセスは好適には、或る種の化学物質は他の化学物質に溶解し易いという事実を生かすとよい。この事実、?化学者が「親和性」と呼んでいる特性である。このような場合、吸収サイクルは典型的には、冷媒および吸収剤の2つの流体を用いる。

【0085】

従来の冷却装置内において行われる圧縮とは対照的に、吸収冷却装置内の冷媒は、冷媒が高い親和性を持つ吸収剤溶液中に溶解する。2つの共通冷媒／吸収剤の組み合わせとして、水および臭化リチウムと、アンモニアおよび水とがある。冷媒は位相を変化させ、好適にはシステム全体内を循環する。吸収剤溶液を発電機内へと移動させるための電気ポンプを設けると好適であり、ここで、熱を付加して、冷媒蒸気を溶液から蒸発器134内へと移動させる。機械的圧縮の代わりに熱エネルギーを用いた場合、吸収冷却装置は、機械的コンプレッサ冷却装置よりもより少ない電気で作動する。そのため、吸収冷却装置によって消費される熱エネルギーが必要な電気よりも低コストである場合、吸収冷却装置はコスト効率が良い。この場合、吸収冷却装置のために用いられる熱は、CTTデバイス熱交換器によって生成される熱から導出される。

30

【0086】

吸収冷却装置は、直接または間接燃焼でよく、単一の降下または複数の効果を持ってよい。直接燃焼型の冷却装置は、天然ガスまたは別の燃料で動作する燃焼器を含み、これにより、吸収プロセスに必要な熱を生成する。間接燃焼型冷却装置は、ボイラーまたはコジェネレーションシステムによって屋外で生成された蒸気または湯水を用いる。この熱は、配管および熱交換器のシステムにより、冷却装置へと移動される。

40

【0087】

単一の効果を有する吸収冷却装置は、熱エネルギーを用いて、単一の冷蔵サイクルを推進する。複数の効果を有する吸収冷却装置は、以下のような2つ以上の冷蔵サイクルを用いる。すなわち、第1の冷蔵サイクルが高温の熱エネルギーによって推進され、第2の段および後続段が、従来のサイクルのコンデンサによって拒絶された低温エネルギーによ

50

て推進される。複数の効果を有する冷却装置は、単一の効果を有する冷却装置よりも高効率であるが、ずっと高温の熱エネルギー源を必要とする。単一の効果を有する冷却装置は、華氏160～200度の温水によって駆動可能であるが、2つの効果を有する冷却装置は、ガス火炎または高圧蒸気からの直接的熱を必要とする。2つの効果を有する冷却装置の場合、ずっと高コストであり、通常、初期コストも少なくとも2倍は必要となる。最も一般的に用いられている吸収冷却装置は、主により低コストである理由により、間接燃焼型の単一効果のものである。

【0088】

5. 燃料駆動タービン発電機セット

吸入空気温度が低くなるほど、燃料駆動タービン発電機は、同一の燃料消費に対して、より多くの電気を生成する。試験により、燃料駆動タービン工場の電力出力および効率は、入口空気温度に大きく依存していることが分かっている。例えば、雰囲気入口空気温度が高温である場合、ISO標準条件（15℃または59°F）と比較して、出力損失は20%を越え、それと同時に燃料消費も大幅に増加することが分かっている。

【0089】

これらの理由のため、本発明のCTTデバイス3（またはTTデバイス51または2段デバイス80）は、低温かつ乾燥した入口空気を効率的に生成して、この入口空気を燃料駆動タービン発電機23内に導入することでシステム効率を上げることができるように、システム内に採用されている。しかし、従来の燃料駆動タービンシステムによって生成された冷氣とは対照的に、本発明によって生成された低温の入口空気により、前記空気をより乾燥させた後にこの空気を燃料駆動タービン発電機23内へと入れると好適である。すなわち、本発明において、遠心分離機17によって得られる恩恵の1つとして、否定的な結果を引き起こすこと無く、低温かつ「乾燥した」入口空気が得られ、この入口空気を氷点下よりもずっと低い温度でコンプレッサタービン25内に導入することができる点がある。すなわち、入口空気中に水分および粒子が無い場合、コンプレッサタービンブレード29の損傷の原因となる有意な氷粒子は形成されない。

【0090】

図5に示すように、燃料駆動タービン発電機23は好適には、コンプレッサタービン25を含む。コンプレッサタービン25は、別個の電源によって駆動可能である。そのため、コンプレッサタービン25が先ず回転すると、遠心分離機17からの低温かつ乾燥した入口空気（または排出装置15からの冷氣）を、コンプレッサタービン25が設けられたナセル39を通じて加速させることが可能になる。この点について、入口空気温度が凍結温度を下回るかまたは凍結温度に近い場合、水分および粒子を入口空気から除去することが重要である一方、入口空気温度が華氏42度を越える場合、遠心分離機17は不要になり得る。本発明が企図しているのは、入口空気を氷点下温度よりもずっと低い温度（すなわち、華氏マイナス22度）まで低下させ、実質的な速度（すなわち、300フィート/秒を越える速度）でナセル39内を通じて加速させるようにシステムを設計することができる点であり、この場合、システム全体の効率を大幅に高めることができることが分かる。

【0091】

コンプレッサタービン25は好適には、低温かつ乾燥した空気を圧縮し、この空気を燃焼室27内に導入し、ここで、この空気は圧縮された燃料蒸気と混合され、燃焼され得る。低温かつ乾燥した空気を燃焼室27内に圧縮した後に燃料蒸気を燃焼室27内に圧縮することにより、前記空気および燃料蒸気を共に混合および燃焼して、エネルギーをより効率的に生成することができる。燃焼室27内における前記空気と燃料混合物との間の比は好適には所定の比であり、燃料燃焼の際に最大エネルギー出力が確実に得られるように、一定に保持される。

【0092】

この点について、空気および燃料の化学量論混合物が用いられる場合、最適な燃焼温度は約華氏3,500度である。多くの燃料において、空気と燃料との比（空気/燃料）＝

15である。これらの要素に関連して、以下の2つの問題がある。すなわち、(1) 燃焼タービンエキスパンダ材料の温度制限は、華氏2,500度に制限されていることが多いこと。(2) 窒素および酸素の組み合わせ(NO_x)が発生し、汚染物質となること。そのため、より高温の材料を開発し、低温のブレードを導入するために、多くの努力が為されてきた。また、バイパス圧縮空気の利用により燃焼生成物の温度を低下させた後に、前記燃焼生成物をタービンブレード上に衝突させるアプローチも成されている(図5を参照)。他にも、蒸気の注入により、より低い温度およびより少ない汚染物質ガスという目的を出力向上と共に達成することができることも分かっている。本発明の場合、華氏プラス113度(極端な場合)ではなく低温(例えば、華氏マイナス22度)において大きな空気質量流と共に開始した場合、最終燃焼温度をより低温にすることができる。

10

【0093】

燃料が多すぎかつおよび空気が不十分であるかまたは空気が多すぎそして混合物内の燃料が不十分である場合、システムが機能する際の効率が下がり得る。同様に、好適な実施形態において冷気は乾燥しているため、さらなる加温装置または加熱装置は全く不要である。従って、これらの構成部品に関連するさらなるコストまたは圧力損失は全く無く、氷形成が予期される場合の入口空気のさらなる加熱も不要である。上記の理由により、本システムを用いれば、コンプレッサタービン25内に送られる入口空気の温度を氷点下よりもずっと低い温度(すなわち、所望の低温)まで低下させることができ、入口空気温度が低温であるほど、燃料駆動タービン発電機23はより高効率となる。

【0094】

20

燃料燃焼によって得られた膨張エネルギーは好適には、燃焼室27から放出され、このエネルギーを用いて、膨張タービン33をブレード31と共に駆動する。膨張タービン33、コンプレッサタービン25および発電機36は好適には同一シャフト34上に設けられるため、膨張タービン33の回転と共に、コンプレッサタービン25および発電機36はどちらも駆動され、動力補給されて、電気を生成する。そのため、燃料駆動タービン発電機23の共通シャフト34により、コンプレッサタービン25および膨張タービン33は最終的には定常状態条件の動作に到達し、ここで、燃焼室27における燃料燃焼により、コンプレッサタービン25、膨張タービン33および発電機36の回転および作動も支援される。

【0095】

30

コンプレッサタービン25によって生成された熱は、燃料駆動タービン発電機23と関連付けられた熱交換器37を通じて流れている冷却剤を介して引き出して移動させることができ、この熱は、加熱された冷却剤または冷却装置130を介して蒸気タービン発電機19へと移動させることができる。すなわち、熱交換器37は、熱を冷却剤水へと移動させることが可能な熱交換器7および11と同様のものでよい。このようにして、圧縮空気が加熱されると、熱交換器37はさらなる熱を生成することができ、このさらなる熱を蒸気タービン発電機19のボイラー20および/または吸収冷却装置130内に導入することができる。他の熱交換器7および11と同様に、熱交換器37は好適には、任意の従来種類のもの(例えば、冷却剤水を用いてコンプレッサタービン25(およびコンプレッサタービン25によって生成される圧縮空気)から熱を引き出す逆流型のもの)でよい。圧縮空気バイパスが高温の燃焼生成物(華氏3,500度)と混合されて、華氏2,500度を越えるガスと、水冷却されたタービンブレードとの衝突を低減する様子が図示されている。

40

【0096】

6. サンプルシステム

本発明を用いて燃料駆動タービン発電所の効率を上げる様態を以下に示す。電力を施設に供給している典型的な発電所についての基準は、以下の性能パラメータによって記述される。

施設高度 海拔400フィート

最大負荷 40 MW

50

ガスタービン 2 x 13.5 MW

蒸気タービン 1 x 3 MW

合計 30 MW

施設のためのベース負荷 28 MW

3つのタービン 3 x 1時間あたり400,000ポンドの空気

【0097】

この試行の目的は、高冷却空気を約華氏マイナス174度で生成することにより、燃料駆動タービン発電機セット23の効率および性能を向上させる手段として、C T T デバイス3をみなすことである。その後、この高冷却空気を例えば華氏86度の外気と混合して、約華氏59度の温度の入口空気を生成することができ、この入口空気を燃料駆動タービン発電機23内に導入することができる。

10

【0098】

図11は、太陽光発電タービン（キャタピラー社）であるTaurus60ガスコンプレッサタービンの性能感度を入口空気温度と比較して示す。入口空気温度が低下せずに例えば華氏86度のままである場合、電力出力は約5,100kWであることが分かる。一方、入口空気温度が華氏27度だけ例えば華氏59度まで低下した場合、電力出力は約5,740kWまで増加し、すなわち640kWの差があり、この差は、燃料消費の増加無しに発生する。

【0099】

この場合、入口空気の相対湿度は60%であり、気流は47.6ポンド/秒である。これらの相対湿度および気流はどちらも受容可能である。入口空気温度は凍結温度に近くないため、入口空気がナセル39を通じて加速される際に氷粒子が形成される危険性は無い。従って、この例において、電力出力において約640kWの差または改善が、より低温の華氏27度の入口空気をを用いて（すなわち、入口空気温度を華氏86度から華氏59度まで変化させた場合に）得られる。図11は、電力出力が113°Fから59°Fへと線形増加しているのを示す。

20

【0100】

同様に、入口空気温度をさらに華氏27度だけ（すなわち約華氏32度まで）低下させることにより、約400kWのさらなる電力出力がシステムによって生成される（図11を参照）。この場合、入口空気温度を華氏54度だけ低下させることによって生成される電力の増加の合計は、約1,040kWとなる。これは、入口空気温度を華氏86度の雰囲気温度から華氏32度まで低減することにより、達成することができる。また、これは、燃料をこれ以上消費する必要無く達成することができる。しかし、この場合、入口空気温度は凍結温度に近く、ナセル39内を通過する入口空気も加速するため、入口空気内の水蒸気が凍結して氷粒子が形成する可能性があり、また、氷粒子のうち一部に起因して、コンプレッサ29および膨張タービンブレード31の損傷が発生したり、システムの効率低下の原因となり得るというさらなる問題もある。そのため、この例において、遠心分離機17を用いて水分およびよって氷粒子を入口空気から除去した後、この入口空気がコンプレッサタービン25内に入らせることが極めて望ましく、また賢明でもある。

30

【0101】

上記したように、この例では、入口空気の相対湿度が60%であることを想定している。入口空気中の水蒸気が残留して凍結し、タービンブレード29の損傷の原因となり得る氷粒子へと変質した場合に、本発明の恩恵を得ることができる。しかし、この場合、遠心分離機17によって実施されるプロセスにより、水蒸気の凍結と、入口空気からの氷粒子および固体粒子の除去とを支援することができ、その後、この空気をコンプレッサタービン25内に導入することができる。本質的に、水蒸気の除去は、以下の3つの位置において発生する。すなわち、（1）コンプレッサ5による外気圧縮後の凝結（ここで、その結果得られた、コンプレッサ5によって生成された加熱された空気は、熱交換器7によって冷却される）。（2）ターボコンプレッサ9による外気圧縮後の凝結（ここで、その結果得られた、ターボコンプレッサ9によって生成された加熱された空気は、熱交換器11に

40

50

よって冷却される。(3) 排出装置 15 内において外気が冷却されて遠心分離機 17 を通じて送られた後の氷結晶化。

【0102】

この点について、入口温度が約華氏 42 度を下回る場合、入口空気内の氷粒子を除去した後に、入口空気をコンプレッサタービン 25 へと送達および加速することが重要であることが分かる。なぜならば、入口空気がナセル 39 を通じて加速すると、前記空気の温度はさらに華氏 8~10 度だけ低下し得るからである。氷粒子が形成され、ナセル 39 を通じて高速で移動した場合、これらの氷粒子がタービンプレード 29 および 31 に衝突し、タービンプレード 29 および 31 の損傷の原因となる可能性が高い。遠心分離機 17 は、下流シリンダ 40 により、入口空気内の氷粒子および他の粒子を除去する目的を容易に達成する。下流シリンダ 40 は、氷粒子のための直線状の下方経路ライン 41 と、90 度の曲がり角とを、冷却空気のためのダクト 42 と共に備える。ダクト 42 は、燃料駆動タービン発電機 23 の入口へと方向付けられ得る。

【0103】

その後、氷粒子を遠心分離機 17 の垂直ダクト（死水体積）の底部内において解凍し、熱エネルギー保存システム 21 の近隣の水層別化タンク 62 の底部に保存することができ、これにより、さらなるエネルギー回復が得られる。氷粒子内に捕獲されている固体粒子も、外気内の水蒸気を凍結させることにより、吸入空気から除去することが可能である。ここで、これらの粒子は一般的には水蒸気内に捕獲されているため、凍結させることが可能である。このように、氷粒子を除去することにより、全てではないにしろほとんどの固体粒子を、低温かつ乾燥した空気から除去することができる。このようにして、海岸近辺の空気中に存在することの多い塩および他の固体を除去するために入口空気をフィルタリングする必要が低減するかまたはほとんど無くなる。その結果、有利なことに、タービンプレード 29 および 31 の腐食ならびにタービンプレード 29 および 31 上での望ましくない塩の堆積の原因の 1 つである塩が、冷氣から除去される。

【0104】

このプロセスを通じて、氷および固体粒子を入口空気から除去した後、吸入空気の温度を華氏 32 度よりもずっと低い温度まで低下させることができ、その結果、燃料消費の増加ならびにタービンプレード 29 および 31 の損傷の危険性を招くこと無く、システム効率をさらに上げることが可能になる。例えば、入口空気温度をさらに華氏 27 度だけ例えば華氏 5 度まで低下させた場合、燃料消費の増加を招くこと無く、生成される電力の総量をさらに 300 kW だけ増加させることができる（すなわち、合計 1,340 kW）（図 11 を参照）。同様に、入口空気温度を例えば華氏 マイナス 22 度までさらに低下させた場合、やはり燃料消費の増加を招くこと無く、電力出力の合計をさらに 260 kW だけ増加させることが可能になる（すなわち、合計 1,600 kW）。

【0105】

本発明のエネルギー節約のための別の構成部品は、コンプレッサ（および他の構成部品）によって生成された熱の使用に関する。すなわち、この熱を熱交換器および冷却剤水を介して蒸気タービン発電機 19 へと移動させ、加熱された冷却剤水を用いて、事前加熱された水をボイラー 20 へと供給して、システム効率を向上させることができる。あるいは、加熱された冷却剤水を用いて、事前加熱された水を吸収冷却装置 130 に供給することもできる。この場合、冷却剤水へと移動される熱エネルギーは好適には、効率がおおよそ 85% である各コンプレッサから得られ、また、各 1 kW の入力に対して約 1 kW の出力を変換することでも得られる。この点について、図 14 では、図 12 B 中のデータおよび図 13 中の情報から得られた性能曲線を用いて、この例における全ての拒絶された熱の回復および燃料駆動発電機 23 の性能向上により、3,917 kW の電力入力に対し、出力回復は驚くべきことに 14,914 kW にもなり、電力出力と電力入力との間の比は、3.81 にもなる（14,914 kW を 3,917 kW により除算）ことが分かる。これらの例において、用いられた燃料駆動発電機セットは Titan 130 であり、外気温度は華氏 113 度であり、入口空気温度は華氏 マイナス 22 度である。

【0106】

層状化水タンク60の底部に送られた氷結晶は、熱エネルギー保存(TES)システムのために用いられ、別のエネルギー節約に用いられる。しかし、図15によれば、氷の解凍およびその結果得られた冷水のTESへの移動によるエネルギー回復は、省電力のうち大きなパーセンテージを占めていない。実際、空気中の水蒸気を凍結させる再のエネルギー損失は、エネルギー保存の局面においてさらなる利点がある点を除いて、TESシステム中のエネルギー利得により均衡を得る。

【0107】

本明細書中用いられる技術的アプローチでは、以下の要素を組み合わせることによる相乗効果を考慮する。

コンプレッサ、ターボコンプレッサおよびターボエクスパンダ(CTT)デバイス

- ・ 排出装置および遠心分離機
- ・ 熱エネルギー保存システム
- ・ 空気／水熱交換器および蒸気タービン発電機システム
- ・ 燃料駆動タービンおよび発電機セット
- ・ 冷却装置

【0108】

これらの要素を組み合わせることによる正味の効果は、燃料駆動タービン発電機への入口空気の温度の低下によって得られる電力出力の増加だけでなく、電力消費の正味の低減でもあり、ここで、空気圧縮プロセスからの熱拒絶は、(熱ポンプの場合のように)冷却剤水へと送られ、その結果得られた湯水を蒸気タービン発電機19または冷却装置130への入力として用い、これにより、その効率を向上させる。加えて、燃料消費が同一であっても、燃料駆動タービン発電機によって生成される電力が増加する。なぜならば、入口空気温度が低下し、水分の無い入口空気がコンプレッサタービン25内へと導入されるからである。CTTデバイスは、超冷却空気および湯水の双方を生成する。これらの超冷却空気および湯水をプロセス全体内の異なる点において用いて、効率を向上させる。

【0109】

本発明を他の種類の冷却システムと比較した場合、特にシステムにより、付随するタービンプレード損傷の危険性無く入口空気温度を氷点下よりもずっと低い温度まで低下させることが可能であるため、本発明の方がずっとすぐれていることが分かる。フォギング冷却器、高圧フォギング冷却器、湿り圧縮冷却器および気化冷却器により、例えば雰囲気温度が華氏86度である場合、入口空気温度を華氏60または70度よりもずっと低い温度まで低下させることはできないため、その場合、効率はわずかに向上できず、出力増加もわずかである。空気温度を氷点下まで低下させることが可能な他の種類の冷却システム(例えば、機械的冷却器および吸収冷却器)の場合、タービンプレード損傷の原因となる氷粒子の形成および粒子の存在というさらなる問題が発生するため、当該システムによって入口空気温度をかなりの幅で低下させることができたとしても、装置の永久的損傷の発生という不利点が生じる。あるいは、氷粒子の形成を回避するためにヒーターを用いた場合、システム効率がさらに低下する。これらの従来の冷却システムのうち多くの別の不利点として、環境公害の原因になり得る化学的冷媒(例えば、アンモニア、臭化リチウムおよびフロン)を用いなければならない点がある。CTTデバイス3と同様に入口空気温度を低下させることが可能な、かなりのサイズでありかつかなりの電力供給を受ける空調システムを用いた場合、真空配管および複雑な配管ならびに有毒化学物質において妥協を余儀なくされる。

【0110】

7. 保存タンクを用いた別の実施形態

別の実施形態100において、図16に示すように、コンプレッサ102を用いて、保存タンクまたは高圧容器104を加圧することができる。保存タンクまたは高圧容器104は、例えばエネルギーコストが比較的低いオフピーク時間帯(通常は夜間)における鍾乳洞またはパイプラインであり得る。その後、ピーク時間帯(例えば、日中)において、

10

20

30

40

50

圧縮空気を保存タンク 104 から放出して超冷却空気を生成し、この超冷却空気を外気と混合し、燃料駆動発電機セット 123 内に導入することができる。

【0111】

この場合、電源 106 は好適には、コンプレッサ 102 を駆動するように設けられる。冷却剤水 108 をコンプレッサ 102 内を通過させて、圧縮空気の温度を低下させることもでき、ここで、加熱された冷却剤水を蒸気駆動発電機 119 または冷却装置 130 に分配することができる。蒸気駆動発電機 119 は、蒸気駆動発電機 19 と実質的に同様であり、発電機 119 は、ボイラーと、発電機を駆動する蒸気発生器タービンとを有する。

【0112】

保存タンク 102 は好適には、出願者の過去の出願（例えば、米国特許第 7, 067, 937 号、本明細書中、同文献を参考のため援用する）中に記載されているものと同様の圧縮空気エネルギー保存システムと同様のものである。あるいは、保存タンク 102 は、鍾乳洞またはパイプラインであってもよい。制御バルブ 110 を設けると好適である。制御バルブ 110 は、圧縮空気の放出を適切な時期に制御し、蒸気発生器 119 および燃料駆動発電機 123 なども制御する。

【0113】

ターボエキスパンダ 112 を設けると好適である。ターボエキスパンダ 112 は、保存タンク 104 または他の圧力容器内に保存された圧縮空気エネルギーを放出し、膨張させることができる。好適には、保存タンク 104 から放出された圧縮空気を用いて、超冷却空気を生成する。この超冷却空気は、排出装置 15 と同様のインダクタ 115 内に導入することができ、ここで、この超冷却空気を外気と混合して、比較的低温の入口空気を生成して、燃料駆動発電機 123 内に導入することができる。ターボエキスパンダ 112 はまた、発電機 113 に接続することもでき、発電機 113 を用いて電気を直接的に生成することができる。

【0114】

超冷却空気がインダクタ 115 内に導入されると、排出装置 15 と同様に、この超冷却空気は好適には外気と混合される。その後、例えば前記空気が比較的乾燥している場合または入口空気温度が約華氏 42 度を下回らない場合、比較的低温の入口空気を燃料駆動発電機 123 内に直接的に導入することができる。あるいは、例えば外気中に水分または湿度が含まれる場合または入口空気温度が華氏 42 度を下回る場合、インダクタ 115 からの冷気を遠心分離機 117 内に導入することができる。遠心分離機 117 において、外気内の水蒸気を瞬間冷凍することができ、遠心分離機 117 と同様である遠心分離機 117 の構成に起因して、より大型の水粒子（例えば、大きさが 10～20 ミクロン以上）が形成され、これらの水粒子は、（すなわち、より大きな慣性により）その底部／端部へと落下し得、より軽量の冷気が角部を回り、遠心分離機 117 の軸に対して垂直に延びる側部の通路またはダクトを通過し、これにより、前記空気からの水粒子の除去を支援する。いずれの場合においても、その後、低温かつ乾燥した空気は燃料駆動発電機 123 内に導入され、先述したようにコンプレッサタービンのための入口空気として用いられ、その結果、その効率の向上が支援される。多様な熱交換器が企図され、多様な熱交換器を用いて、加熱された冷却剤水を蒸気発生器 119 へと移動させることが可能である。

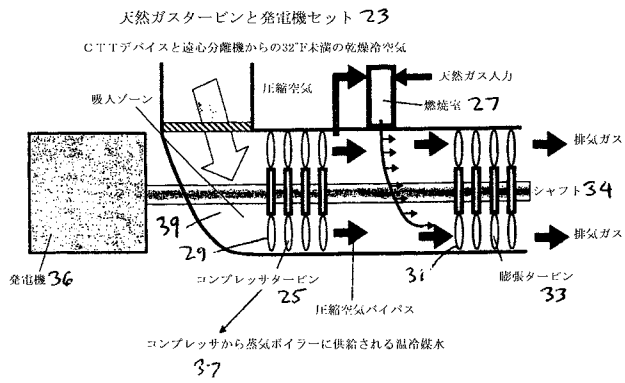
10

20

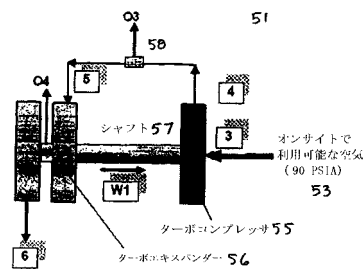
30

40

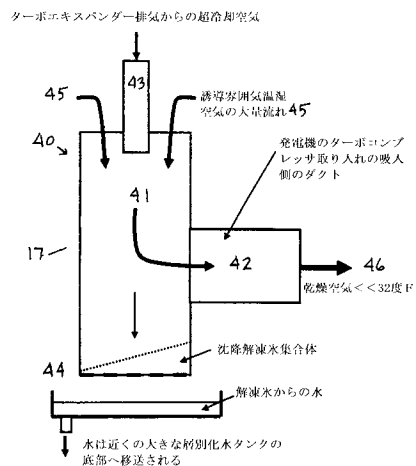
【図 5】



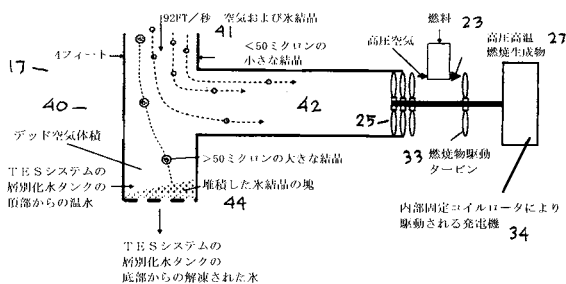
【図 6】



【図 9 - 1】



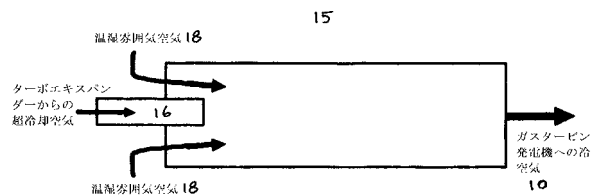
【図 9 - 2】



【図 7】

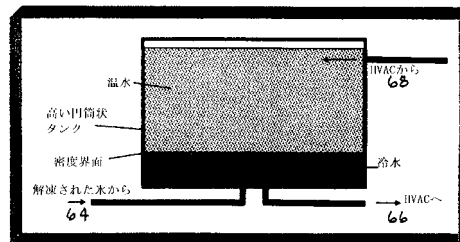
ステージ	圧力 (PSIA)	温度 (°F)	エンタルピー (BTU/lb)	熱力学効率 (%)	コントローラ (BTU/lb)	シャフト への仕事 (BTU/lb)
1	14.67	70	126.71		1.6386	
2a	90	426.44	213.05		1.6386	
Q1				85		
2b	90	373.77	200.1		1.6216	
Q2						
3	90	70	126.18		1.6113	
4	215	272	174.925		1.5408	
Q3						
5	215	70	125.32		1.4901	
6a	14.67	-215.41	57.957		1.4901	
Q4				85		
6b	14.67	-173.67	68.07		1.4983	
W1						57.25

【図 8】



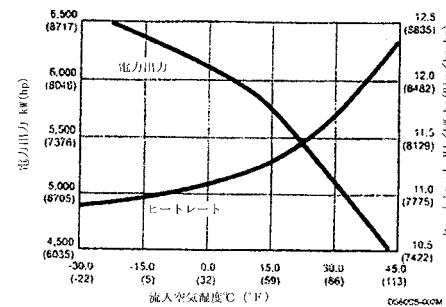
【図 10】

熱エネルギー貯蔵タンク 60

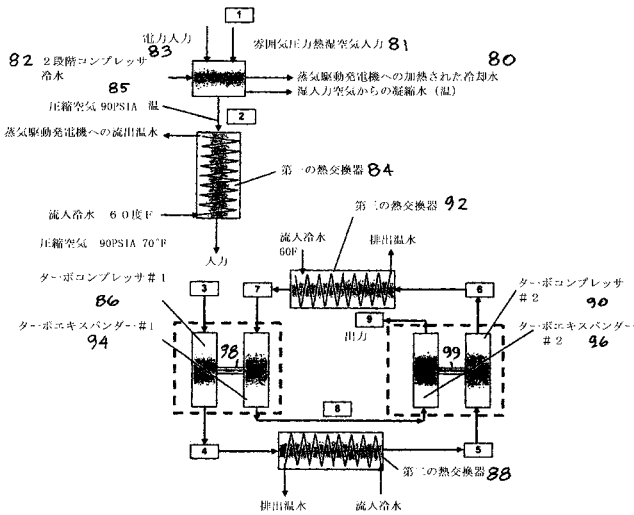


【図 11】

利用可能な力



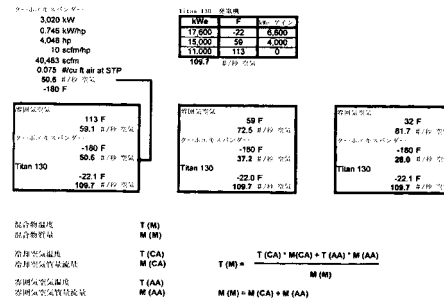
【図 12-1】



【図 12-2】

圧力 (PSIA)	温度 (°F)	流量 (lb/hr)	エンタルピー (BTU/lb)	エンタルピー (BTU/hr)	効率
14.87	70	0.074784	126.71	1.536	
90	428.44	0.27351	213.05	1.536	85%
			73.389		
			12.981		
			200.059		
90	373.77	0.29085	200.1	1.5215	
			73.82		
90	70	0.48848	126.16	1.5113	
123	119.73	0.57343	138.06	1.5113	85%
			10.988		
			138.278		
123	112.42	0.58089	138.28	1.5082	
			19.33		
123	70	0.82843	125.95	1.4895	
215	182.29	0.93249	147.97	1.4895	85%
			18.737		
			144.867		
215	148.83	0.95363	144.87	1.4841	
			19.28		
215	70	1.1905	125.12	1.4501	
55	102.29	0.41918	84.876	1.4501	85%
			34.5474		
			90.7728		
			6.9948		
55	77.248	0.39089	90.773	1.4686	
14.87	-198.21	0.15245	62.137	1.4686	85%
			-24.3405		
			65.4324		
			4.2984		
14.87	-180.48	0.14258	65.432	1.4825	
55	77.248	0.39089	90.773	1.4686	
20	-173.84	0.18017	67.912	1.4686	85%
			-18.4315		
			71.34115		
			3.42918		
20	-188.87	0.181	71.341	1.4783	

【図 13】



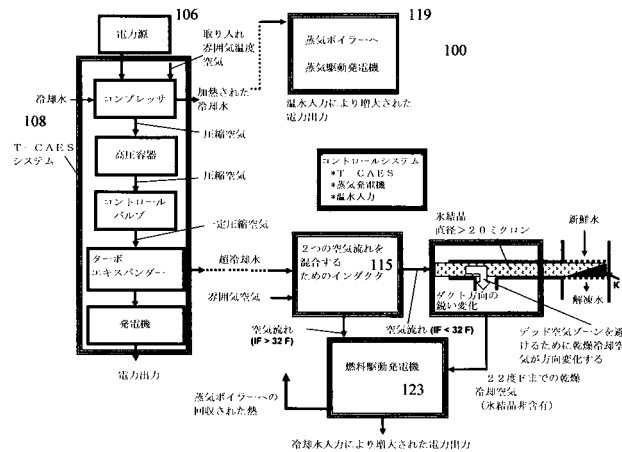
【図 14】

C.T.T.を通るフロー=50.6 #/秒				
入力	BTU/#	BTU/SEC	KW	TOTAL
73.389	3,713.5		3,917.7	
回収	13.0	655.3	691.4	
	73.9	3,740.4	3,946.1	
	10.1	511.0	539.1	
	10.3	522.7	551.4	
	18.7	947.1	999.2	
	19.4	979.1	1,033.0	
	6.1	308.5	325.5	
	4.3	217.3	229.3	
TITAN 130 エンハンスメント		8,314.8	合 計	
		6,800	TITAN 130 エンハンスメント合 計	
		14,914.8	総 計	
入力/出力				3.81

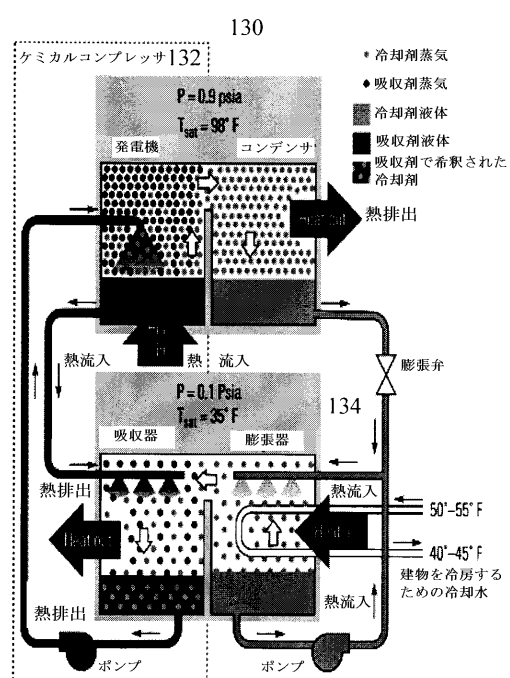
【図 15】

Titan 130 空気流入	
50.6 #/秒	乾燥空気
59.1 #/秒	湿潤空気
0.0245 #水/#空気	113 deg F and 40% RH
1.44795 #水/#空気	
40 F	
32 F	
1 BTU/(# F)	
144 BTU/#	
220.1 BTU/秒	
232.2 KW	

【図 16】



【图 17】



【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/US 09/05488

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC(8) - F02K 3/00 (2009.01)

USPC - 60/233

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC(8): F02K 3/00 (2009.01)

USPC: 60/233

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

USPC: 290/18; 136/244; 290/52

IPC(8): F02K 3/00 (2009.01)

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

Electronic Databases Searched: DialogClassic, USPTO, EPO, Google Scholar

Search Terms Used: efficiency, fuel, driven, turbine, generator, turbo, compressor, expander, chilled, air, ambient, moisture, combustion, vapor, electricity, shaft, ice, thermal, energy, coolant, heat, exchanger, pressure

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 2006/0242943 A1 (Johnson) 02 November 2006 (02.11.2006), Figs. 1-4, para [0024], [0028], [0035-0037], [0043-0049], [0060-0065]	1-20
Y	US 2005/0210862 A1 (Paterro) 29 September 2005 (29.09.2005), Figs. 1-4, para [0009], [0023-0029], [0036-0038], [0040], [0044-0050], [0054]	1-20
A	US 2007/0277501 A1 (Sorenson) 06 December 2007 (06.12.2007)	1-20
A	US 2008/0127630 A1 (Vandervort et al.) 05 June 2008 (05.06.2008)	1-20
A	US 2008/0087863 A1 (Fisciler et al.) 17 April 2008 (17.04.2008)	1-20
A	US 2005/0223712 A1 (Briesch et al.) 13 October 2005 (13.10.2005)	1-20
A	US 2006/0174627 A1 (McQuiggan) 10 August 2006 (10.08.2006)	1-20

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

18 November 2009 (18.11.2009)

Date of mailing of the international search report

01 DEC 2009

Name and mailing address of the ISA/US

Mail Stop PCT, Attn: ISA/US, Commissioner for Patents

P.O. Box 1450, Alexandria, Virginia 22313-1450

Facsimile No. 571-273-3201

Authorized officer:

Lee W. Young

PCT Helpdesk: 571-272-4300

PCT OSP: 571-272-7774

フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I テーマコード (参考)
F 0 1 D 25/02 (2006.01) F 0 1 D 25/02
F 0 1 D 25/00 Q

(81)指定国 AP(BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), EA(AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), EP(AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, SM, TR), OA(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG), AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW

(72)発明者 エニス, ベン エム.

アメリカ合衆国、ネバダ州 89052、ヘンダーソン、パニニ ドライブ 1231

(72)発明者 リーバーマン、ポール

アメリカ合衆国、カリフォルニア州 90503、トーランス、マイルドレッド アベニュー 19818