

(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2008-24288
(P2008-24288A)

(43) 公開日 平成20年2月7日(2008.2.7)

(51) Int.Cl.
B 6 4 D 13/08 (2006.01)

F I
B 6 4 D 13/08

テーマコード (参考)

審査請求 未請求 請求項の数 20 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号 (22) 出願日 (31) 優先権主張番号 (32) 優先日 (33) 優先権主張国	特願2007-132324 (P2007-132324) 平成19年5月18日 (2007.5.18) 11/491, 451 平成18年7月21日 (2006.7.21) 米国 (US)	(71) 出願人 500107762 ハミルトン・サンドストランド・コーポレイション HAMILTON SUNDSTRAND CORPORATION アメリカ合衆国、コネティカット州、ウィンザー・ロックス、ワン・ハミルトン・ロード One Hamilton Road, Windsor Locks, CT 06096-1010, U. S. A. (74) 代理人 100096459 弁理士 橋本 剛 (74) 代理人 100092613 弁理士 富岡 潔
--	--	---

最終頁に続く

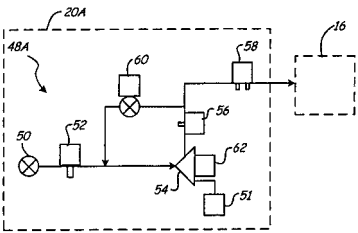
(54) 【発明の名称】 空気流を制御するシステムおよび方法

(57) 【要約】

【課題】 航空機の空調装置における温度制御システムに適切な量の外気を供給することができる空気流制御システムを提供すること。

【解決手段】 吸入口50は、第1の気流を流量制御システム20Aに送り込むように構成される。第1の圧縮機54は、吸入口50を通して第1の気流を引き込み、第1の気流を圧縮するように構成される。第1の圧力センサ52は、第1の圧縮機54における圧縮に先立ち第1の気流の第1の圧力を感じ知し、第2の圧力センサ56は、第1の圧縮機54における圧縮の後の第1の気流の第2の圧力を感じ知し、第1の温度センサ58は、第1の圧縮機における圧縮の後の第1の気流の温度を感じ知する。制御装置51は、望ましい流量と算出された流量との比較に基づいて第1の圧縮機54の速度を調整する。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

第 1 の気流をシステムに送り込むように構成された吸入口と、
上記第 1 の気流の第 1 の圧力を感知する第 1 の圧力センサと、
上記吸入口を通して上記第 1 の気流を引き込み、かつ上記第 1 の気流を圧縮するように構成された第 1 の圧縮機と、
上記第 1 の気流の第 2 の圧力を感知する第 2 の圧力センサと、
上記第 1 の圧縮機における圧縮の後の上記第 1 の気流の温度を感知する第 1 の温度センサと、
上記第 1 の気流の望ましい流量および上記第 1 の気流の算出された流量の関数として上記第 1 の圧縮機の速度を制御する第 1 の制御装置と、を備える空気流を制御するシステム。

10

【請求項 2】

上記第 1 の制御装置は、上記第 1 の気流の上記第 1 の圧力、上記第 2 の圧力、上記温度、および初期速度を使用して上記第 1 の気流の上記算出された流量を決定することを特徴とする請求項 1 に記載のシステム。

【請求項 3】

上記第 1 の圧縮機は電気圧縮機であることを特徴とする請求項 2 に記載のシステム。

【請求項 4】

上記第 1 の制御装置は、上記第 1 の圧縮機内に配置された複数のファンブレードの回転を制御するように構成されることを特徴とする請求項 3 に記載のシステム。

20

【請求項 5】

上記第 1 の圧縮機は可変ディフューザをさらに含み、上記可変ディフューザの位置はまた上記算出された流量を決定するために使用されることを特徴とする請求項 4 に記載のシステム。

【請求項 6】

上記吸入口により上記システムに送り込まれる第 2 の気流の第 1 の圧力を感知する第 3 の圧力センサと、

上記吸入口を通して上記第 2 の気流を引き込み、かつ上記第 2 の気流を圧縮するように構成された第 2 の圧縮機と、

30

上記第 2 の気流の第 2 の圧力を感知する第 4 の圧力センサと、

上記第 2 の圧縮機における圧縮の後の上記第 2 の気流の温度を感知する第 2 の温度センサと、

上記第 2 の気流の望ましい流量および上記第 2 の気流の算出された流量の関数として上記第 2 の圧縮機の速度を制御する第 2 の制御装置と、をさらに備えることを特徴とする請求項 1 に記載のシステム。

【請求項 7】

上記第 1 および第 2 の圧縮機は電気圧縮機であることを特徴とする請求項 6 に記載のシステム。

【請求項 8】

上記第 1 および第 2 の気流は合流して結合された気流を形成することを特徴とする請求項 7 に記載のシステム。

40

【請求項 9】

上記結合された気流の流量を決定するように構成された流量センサをさらに備える請求項 8 に記載のシステム。

【請求項 10】

圧縮機を出る気流の流量を計算するステップと、

上記算出された流量を上記圧縮機を出る気流の望ましい流量と比較して差を判別するステップと、

上記算出された流量が上記望ましい流量とほぼ等しくなるように上記圧縮機の速度を調

50

整するために、上記差に基づいて上記圧縮機の手速を制御するステップと、を備える、システム内の空気流を制御する方法。

【請求項 1 1】

流量を計算する上記ステップは、上記圧縮機に入る上記気流の手速と、上記圧縮機内の上記気流の手力低下と、上記圧縮機内での圧縮の手の上記気流の手度と、に基づくことを特徴とする請求項 1 0 に記載の方法。

【請求項 1 2】

上記圧縮機は可変ディフューザを含み、上記可変ディフューザの手置が、上記圧縮機を出す上記気流の上記算出された流量の成分となることを特徴とする請求項 1 1 に記載の方法。

10

【請求項 1 3】

上記ステップは定義された周波数で繰り返されることを特徴とする請求項 1 2 に記載の方法。

【請求項 1 4】

上記周波数は約 2 0 H z であることを特徴とする請求項 1 3 に記載の方法。

【請求項 1 5】

吸入口を通して圧縮されていない空気の第 1 の気流をシステムに送り込むステップと、圧縮されていない空気の上記第 1 の気流の手速を判別するステップと、圧縮されていない空気の上記第 1 の気流の手 1 の手力を感知するステップと、圧縮されていない空気の上記第 1 の気流を手 1 の圧縮機において圧縮し、圧縮された空気の第 1 の気流を上記圧縮機から放出するステップと、

20

圧縮された空気の上記第 1 の気流の手力を感知するステップと、上記第 1 および第 2 の手力の差を計算することにより手力低下を判別するステップと、圧縮された空気の上記第 1 の気流の手度を感知するステップと、圧縮されていない空気の上記第 1 の気流の上記手速と、上記手力低下と、圧縮された空気の上記第 1 の気流の上記手度と、に基づいて圧縮された空気の上記第 1 の気流の流量を計算するステップと、

上記算出された流量を上記望ましい流量と比較して差を判別するステップと、圧縮された空気の上記第 1 の気流の上記算出された流量が、圧縮された空気の上記第 1 の気流の上記望ましい流量とほぼ等しくなるように上記第 1 の圧縮機の手速を調整するために、上記差に基づいて上記第 1 の圧縮機の手速を制御するステップと、を備えるシステム内の空気流を制御する方法。

30

【請求項 1 6】

上記ステップは定義された周波数で繰り返されることを特徴とする請求項 1 5 に記載の方法。

【請求項 1 7】

上記第 1 の圧縮機は電気圧縮機であることを特徴とする請求項 1 5 に記載の方法。

【請求項 1 8】

上記吸入口を通して圧縮されていない空気の第 2 の気流を上記システムに送り込むステップと、

40

圧縮されていない空気の上記第 2 の気流の手速を判別するステップと、圧縮されていない空気の上記第 2 の気流の手 1 の手力を感知するステップと、圧縮されていない空気の上記第 2 の気流を手 2 の圧縮機において圧縮し、圧縮された空気の第 2 の気流を上記圧縮機から放出するステップと、

圧縮された空気の上記第 2 の気流の手力を感知するステップと、上記第 1 および第 2 の手力の差を計算することにより手力低下を判別するステップと、圧縮された空気の上記第 2 の気流の手度を感知するステップと、圧縮されていない空気の上記第 2 の気流の上記手速と、上記手力低下と、圧縮された空気の上記第 2 の気流の上記手度と、に基づいて圧縮された空気の上記第 2 の気流の流量を計算するステップと、

50

上記算出された流量を圧縮された空気の上記第 2 の気流の望ましい流量と比較して差を判別するステップと、

圧縮された空気の上記第 2 の気流の上記算出された流量が、圧縮された空気の上記第 2 の気流の上記望ましい流量とほぼ等しくなるように上記第 2 の圧縮機を速度を調整するために、上記差に基づいて上記第 2 の圧縮機の速度を制御するステップと、をさらに備える請求項 15 に記載の方法。

【請求項 19】

圧縮された空気の上記第 1 および第 2 の気流を結合して圧縮された空気の結合された気流を形成するステップをさらに備える請求項 18 に記載の方法。

【請求項 20】

圧縮された空気の上記結合された気流の流量を流量センサにより感知するステップと、圧縮された空気の上記結合された気流の上記流量を圧縮された空気の上記第 1 および第 2 の気流の上記望ましい流量と比較してエラーを判別するステップと、

上記エラーを使用して、圧縮された空気の上記第 1 および第 2 の気流の上記望ましい流量を調整するステップと、をさらに備える請求項 19 に記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、冷暖房システムに関する。具体的には、本発明は、圧縮機を通じて流量を制御することに関する。

【背景技術】

【0002】

標準的な航空機客室の暖房空調システムにおいて、客室を加熱または冷却するために使用される空気は、航空機のエンジン内の圧縮機ステージから生じる。特に、2つの空気流が通常、エンジンから分岐され、温度制御システムに入る。1つの一般的なシステムにおいては、調節バルブが、低圧ステージの気流と高圧ステージの気流をシステムに引き込むために使用される。温度制御システムは、低圧ステージおよび高圧ステージの気流とは異なる圧力であるため、2つの気流は、流れを生じさせるファンまたは類似の空気循環装置を使用することなく、温度制御システムに流れ込む。第1の低圧ステージの気流は、空気が低圧かつ低温な場所においてエンジンから引き出される。第2の高圧ステージの気流は、空気が高圧かつ高温な第2の場所においてエンジンから引き出される。次いで、低圧ステージおよび高圧ステージの気流は、望ましい空気の混合を得るようにさまざまな比率で混合され、温度制御システムを通して分配され、航空機の客室に送られる。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

最新の航空機客室暖房空調システムの多くは、エアサイクルマシンを含む。これらのタイプのシステムにおいては、外気が航空機内に引き込まれ、エアサイクルマシンに供給され、そこで冷媒として使用される。航空機内の適切な温度制御を行うため、エアサイクルマシンに供給される空気の流量は監視され制御される必要がある。したがって、圧縮機を通じて流量を決定し、制御することのできるシステムが必要とされている。

【課題を解決するための手段】

【0004】

本発明は、吸入口と、第1の圧縮機と、第1の圧力センサと、第2の圧力センサと、第1の温度センサと、第1の制御装置、とを備える空気の流れを制御するシステムである。吸入口は、第1の気流をシステムに送り込むように構成される。第1の圧縮機は、吸入口を通して第1の気流を引き込み、第1の気流を圧縮するように構成される。第1の圧力センサは、第1の圧縮機における圧縮に先立ち第1の気流の第1の圧力を感知し、第2の圧力センサは、第1の圧縮機における圧縮の後の第1の気流の第2の圧力を感知し、第1の温度センサは、第1の圧縮機における圧縮の後の第1の気流の温度を感知する。制御装置

は、望ましい流量と算出された流量との比較に基づいて第 1 の圧縮機の速度を調整する。

【発明を実施するための最良の形態】

【0005】

図 1 において、民間航空機 10 の大まかな概略断面図が示される。航空機 10 は、貨物領域 12 と、エレクトロニクス・パワーベイ 14 と、温度制御システム 16 と、客室領域 18 と、流量制御システム 20 と、流出バルブ 22 と、を含む。貨物領域 12 は、航空機 10 の下位部分内に位置する。貨物領域 12 は通常、乗客の手荷物の収納場所としての役割を果たすが、これはまた、航空機 10 の制御および操作に使用されるさまざまな電子コンポーネントを収容する 1 つまたは複数のエレクトロニクス・パワーベイ 14 を含むこともできる。図 1 に示されるように、温度制御システム 16 はまた、航空機 10 の下位部分内に位置し、乗客の快適と安全のために温度調節された空気を客室領域 18 に供給するように構成される。温度制御システム 16 は通常、1 つまたは複数の空調バック（「バック」）を含むが、バックは通常冷媒として空気を使用するエアサイクルマシンである。

10

【0006】

温度制御システム 16 は流量制御システム 20 から加圧された外気（新鮮な空気）を供給され、温度制御システム 16 が客室の冷暖房のために新鮮な外気を調整できるようにする。したがって、流量制御システム 20 は、温度制御システム 16 で使用するために航空機 10 に引き込まれる外気の量を制御する。適切な量の外気を温度制御システム 16 に供給することは、客室 18 内の乗客の快適と安全にとって極めて重要である。温度制御システム 16 に引き込まれる外気が多すぎる場合、非常に高温・高圧の空気が客室 18 に送り込まれるおそれがある。一方、温度制御システム 16 に引き込まれる外気が少なすぎる場合、非常に低温・低圧の空気が客室 18 に送り込まれるおそれがある。さらに、連邦航空局（FAA）では、フライト中に客室内を循環させるべき空気の量に関して厳格なガイドラインを設けている。たとえば、旅客機の 1 つの一般的なモデルにおいて、FAA では、乗員 1 人あたり毎分 0.55 ポンドを客室内に循環させる必要があると指示している。その結果、流量制御システム 20 が、温度制御システム 16 に供給する外気の流量を正確に制御することが重要である。

20

【0007】

温度制御システム 16 を出た後、調整された空気は客室 18 内を循環し、航空機 10 の下位部分に再び送り戻され、そこで空気の一部が流出バルブ 22 を通じて外部環境に排出される。残りの空気は、温度制御システム 16 に再び循環され、そこで、流量制御システム 20 に引き込まれて温度制御システム 16 に送られた新しい一団の空気と混合される。通常の航空機温度制御システムにおいて、再循環される空気と、新しい外気との比率は、ほぼ 1 対 1 である。

30

【0008】

図 2 は、温度制御システム 16 の 1 つの実施形態を示す概略図である。図 2 において、流量制御システム 20 は、温度制御システム 16 に空気の流れを引き込み、これを制御する。温度制御システム 16 は、一次熱交換器 30 と、デュアルタービン・エアサイクルマシン（ACM）32 と、二次熱交換器 34 と、凝縮器 36 と、集水装置 38 と、を含む。

40

【0009】

圧縮された空気の流れは温度制御システム 16 に入り、ラムエアをヒートシンクとして使用して一次熱交換器において冷却される。次いで、圧縮された空気はさらに、デュアルタービン ACM 32 の圧縮機 40 によって圧縮され、その後二次熱交換器 34 に移される。二次熱交換器 34 において、再びラムエアの源をヒートシンクとして使用し、圧縮機 40 内での圧縮から生じた圧縮熱が除去される。次いで、二次熱交換器 34 から圧縮空気は凝縮器 36 に送られ、そこで第 1 ステージのタービン 42 からの低温排出空気をヒートシンクとして使用して過冷される。この冷却プロセスによって、空気から水を凝結し、集水装置 38 によって収集されるようにする。集水装置 38 に収集された水は、蒸発冷却を通じて熱交換器のパフォーマンスを高めるように、二次熱交換器 34 に送るようにすることもできる。

50

【 0 0 1 0 】

集水装置 3 8 を出た後、空気の流れは第 1 ステージのタービン 4 2 へと流れる。第 1 ステージのタービン 4 2 内での膨張の後、空気は凝縮器 3 6 の低温側部分を通過し、そこで前述のように凝縮のためのヒートシンクとしての役割を果たす。凝縮熱を取り戻して、凝縮器 3 6 の低温側を出た後、空気は、デュアルタービン A C M 3 2 の第 2 ステージのタービン 4 4 に入り、そこでさらに膨張されて空気分配システム 4 6 へと送られ、客室冷却のための低温空気供給源となる。

【 0 0 1 1 】

図 3 は、第 1 の空気供給回路 4 8 A を有する流量制御システム 2 0 A を示す概略図である。図 3 に示されるように、第一の空気供給回路 4 8 A は、吸入口 5 0 と、第 1 のモータ制御装置 5 1 と、第 1 の圧力センサ 5 2 と、第 1 の圧縮機 5 4 と、第 2 の圧力センサ 5 6 と、第 1 の温度センサ 5 8 と、を含む。

10

【 0 0 1 2 】

好ましい実施形態において、第 1 の圧縮機 5 4 は、複数の回転圧縮機ブレードを含む電気圧縮機であり、第 1 のモータ制御装置 5 1 は、回転圧縮機ブレードの速度を制御するように構成される。回転圧縮機ブレードの速度は、電気圧縮機によって生じる流量に直接関連するので、第 1 のモータ制御装置 5 1 は、回転圧縮機ブレードの速度を制御することにより第 1 の圧縮機 5 4 を通じて流量を制御することができる。圧縮機の速度と流量との関係は、一般に「速度基準」と呼ばれる。

【 0 0 1 3 】

任意の時間において第 1 のモータ制御装置 5 1 により指示される圧縮機ブレード速度は、温度制御システム 1 6 によって流量制御システム 2 0 A に伝達される「必要流量」に基づいて決定される。必要流量は、時間に伴って変化する可能性があり、特に航空機 1 0 の高度の関数である。

20

【 0 0 1 4 】

第 1 の圧縮機 5 4 は、第 1 のモータ制御装置 5 1 の指示で吸入口 5 0 を通して第 1 の外気の気流を引き込む。第 1 のモータ制御装置 5 1 は、温度制御システム 1 6 に供給されるべき空気の必要流量に対応する温度制御システム 1 6 からの信号を受け取るように構成される。第 1 の気流が第 1 の圧縮機 5 4 に向けて送られる際、第 1 の圧力センサ 5 2 は第 1 の気流の第 1 の圧力を感知する。次いで、第 1 の気流は第 1 の圧縮機 5 4 に送られ、そこで圧縮されて、温度制御システム 1 6 に向けて放出される。第 1 の気流が温度制御システム 1 6 に向けて送られる際、第 2 の圧力センサ 5 6 は、第 1 の圧縮機 5 4 内での圧縮後の第 1 の気流の第 2 の圧力を感知する。さらに、第 1 の温度センサ 5 8 は、第 1 の圧縮機 5 4 内での圧縮後の第 1 の気流の温度を感知する。温度制御システム 1 6 に入った後、第 1 の気流は、図 2 に基づき上述したサイクルと同様のサイクルを経由することになる。

30

【 0 0 1 5 】

図 3 に示されるように、第 1 の空気供給回路 4 8 A はまた、サージバルブ 6 0 を含む。サージバルブ 6 0 が開放位置にある場合、第 1 の圧縮機 5 4 内で圧縮された第 1 の気流の一部が、吸入口 5 0 と第 1 の圧縮機 5 4 の吸入口との間の点まで戻される。サージバルブ 6 0 は、さらに高温の圧縮機出力流を作り出すこと、および圧縮機サージによって生じる損傷を防ぐために圧縮機流量を制御すること、を含む多くの目的に役立つが、これらに限定されることはない。

40

【 0 0 1 6 】

加えて、第 1 の圧縮機 5 4 は、可変ディフューザ 6 2 を含むこともできる。1 つの実施形態において、可変ディフューザ 6 2 は、第 1 の圧縮機 5 4 の吐出口付近に配置された複数のチャネル部材である。可変ディフューザ 6 2 の位置は、第 1 の圧縮機 5 4 を出るときに第 1 の気流の流量を操作するように調整されうる。

【 0 0 1 7 】

後にさらに詳細に説明されるように、流量制御システム 2 0 A は、第 1 の空気供給回路 4 8 A が温度制御システム 1 6 に供給している流量が、必要な流量と一致しているかどうか

50

かを比較するため、第 1 の圧縮機 5 4 を経由する実際の流量を定期的に計算する。第 1 の圧縮機 5 4 を経由する流量は、第 1 の圧力センサ 5 2 の圧力表示値と、第 2 の圧力センサ 5 6 の圧力表示値と、第 1 の温度センサ 5 8 の温度表示値と、第 1 のモータ制御装置 5 1 からの第 1 の気流の初期速度と、可変ディフューザ 6 2 の位置と、を使用して計算される。流量制御システム 2 0 A において、第 1 の圧縮機 5 4 を経由する算出された流量は、サージバルブ 6 0 が開放位置にない限り、温度制御システム 1 6 に供給された空気流量に相当する。開放位置にある場合は、温度制御システム 1 6 に供給される空気流量は、第 1 の圧縮機 5 4 の吸入口に送り戻された第 1 の気流の部分を考慮に入れて再計算される必要がある。

【 0 0 1 8 】

10

図 4 は、流量制御システム 2 0 B を示す概略図である。図 3 を参照して上記で示され説明されているように、第 1 の空気供給回路 4 8 A を有することに加えて、流量制御システム 2 0 B は、第 2 の空気供給回路 4 8 B をさらに含む。図 4 に示されるように、第 2 の空気供給回路 4 8 B は、第 2 のモータ制御装置 7 1 と、第 3 の圧力センサ 7 2 と、第 2 の圧縮機 7 4 と、第 4 の圧力センサ 7 6 と、第 2 の温度センサ 7 8 と、を含む。

【 0 0 1 9 】

好ましい実施形態において、第 2 の圧縮機 7 4 および第 2 のモータ制御装置 7 1 は、前述の第 1 の圧縮機 5 4 および第 1 のモータ制御装置 5 1 と同様である。したがって、モータ制御装置 7 1 は、第 2 の圧縮機 7 4 内に配置された複数の圧縮機ブレードの速度を制御することにより、第 2 の圧縮機 7 4 経由の流量を制御するように構成される。

20

【 0 0 2 0 】

任意の時間において第 2 のモータ制御装置 7 1 により指示される圧縮機ブレード速度は、温度制御システム 1 6 によって流量制御システム 2 0 B に伝達される必要流量に基づいて決定される。流量制御システム 2 0 B においては、第 1 の圧縮機 5 4 および第 2 の圧縮機 7 4 の必要流量は、必要な空気流量を生成するために 2 つの圧縮機が使用可能になっているので、流量制御システム 2 0 A における第 1 の圧縮機 5 4 の必要流量のほぼ 2 分の 1 となる。

【 0 0 2 1 】

第 2 の圧縮機 7 4 は、吸入口 5 0 を通して第 2 の外気の気流を引き込む。第 2 の気流が第 2 の圧縮機 7 4 に向けて送られる際、第 3 の圧力センサ 7 2 は第 2 の気流の第 1 の圧力を感知する。次いで、第 2 の気流は第 2 の圧縮機 7 4 に送られ、そこで圧縮されて、温度制御システム 1 6 に向けて放出される。第 2 の気流が温度制御システム 1 6 に向けて送られる際、第 4 の圧力センサ 7 6 は、第 2 の圧縮機 7 4 内での圧縮後の第 2 の気流の第 2 の圧力を感知する。さらに、第 2 の温度センサ 7 8 は、第 2 の圧縮機 7 4 内での圧縮後の第 2 の気流の温度を感知する。

30

【 0 0 2 2 】

図 3 の流量制御システム 2 0 A と同様に、第 2 の空気供給回路 4 8 B もまた、サージバルブ 8 0 および可変ディフューザ 8 2 を含む。サージバルブ 8 0 および可変ディフューザ 8 2 は、流量制御システム 2 0 B 内のそれらの位置を除けば、図 3 を参照して上記で説明されているサージバルブ 6 0 および可変ディフューザ 6 2 と同様に動作する。

40

【 0 0 2 3 】

後にさらに詳細に説明されるように、流量制御システム 2 0 B はまた、第 2 の空気供給回路 4 8 B が温度制御システム 1 6 に供給している流量が、必要な流量と一致しているかどうかを比較するため、第 2 の圧縮機 7 4 を経由する実際の流量を定期的に計算する。

【 0 0 2 4 】

流量制御システム 2 0 B 内の第 1 および第 2 の気流は、点 8 4 において合流し、そこで圧縮空気の結合された気流を形成する。点 8 4 において合流した後、圧縮空気の結合された気流は流量センサ 8 6 を通って流れるが、流量センサ 8 6 は圧縮空気の結合された気流が温度制御システム 1 6 に入る前に、その流量を測定する。前述のように、温度制御システム 1 6 に正しい流量の外気を供給することは、安全かつ快適な客室環境を確保するため

50

、さらに温度制御システム１６と流量制御システム２０Ｂが共に規制ガイドライン（ＦＡＡによって規定されたガイドラインなど）の範囲内で動作していることを保証するために極めて重要である。したがって、流量センサ８６は、圧縮空気の結合された気流の合計流量を感知して、感知された流量を、温度制御システム１６によって必要とされる合計流量と比較するように構成される。この比較を実行することにより、流量制御システム２０Ｂは、温度制御システム１６に供給している流量の正確度を制御する。検知された流量と必要な流量との間に差がある場合、この差は、第１のモータ制御装置５１および第２のモータ制御装置７１に送信されるエラー（誤差）を表す。１組の空気供給回路を有する通常のシステムにおいて、第１および第２の圧縮機の必要流量は、エラー値の量の２分の１によって各々調整される。必要な流量へのこの調整を行うことにより、温度制御システム１６に供給される圧縮空気の結合された流量の全体的な正確度が高まる。流量センサ８６は流量正確度テストとして図４に示される実施形態に含まれ、本発明の必須コンポーネントではないことに留意することは重要である。

10

【００２５】

ここでもまた、圧縮空気の組み合わせられた気流は、温度制御システム１６に入った後、図２を参照して上述したサイクルと同様のサイクルを経由することになる。

【００２６】

流量制御システム２０は１つまたは２つの空気供給回路を有するものとして説明されているが、流量制御システムは、本発明の精神および範囲を逸脱することなく任意の数の空気供給回路を使用して設計されうる。圧縮機の大きさおよび重量のような要因があるため、１つの大型圧縮機を備える単一の空気供給回路の代わりに、多数の空気供給回路を流量制御システムに組み込むことが有利となりうるか、または必要となることもありうる。したがって、１つまたは２つの空気供給回路を備える流量制御システムは、限定的な目的ではなく、単に例示的な目的のためのみに説明されている。

20

【００２７】

図１～図４における上記の説明は、流量センサが合計流量を感知する必要なく、圧縮機を通じて実際の流量を決定することのできるシステムに重点を置いた。それ以降の図は、実際の流量値を決定して、実際の流量値に応じて圧縮機を制御する方法に重点を置く。

【００２８】

図５は、圧縮機流量を計算するための方法１００を示すプロセスのフローチャートである。例示のために、方法１００は、図３の流量制御システム２０Ａを参照して説明される。方法１００は、ステップ１０２において開始し、修正された圧縮機速度値が既知の圧縮機速度および圧縮機の吐出口における温度の関数として計算される。ステップ１０２において、既知の圧縮機速度は第１のモータ制御装置５１から取り出されてもよく、温度は第１の温度センサ５８から取り出されてもよい。図５において使用されるように、修正された速度とは、圧縮機の吸入口温度が標準日の海面位の周囲条件（つまり、２８８．１５Ｋ）に対応していた場合にコンポーネント（圧縮機ブレードアセンブリなど）が回転したであろう速度である。代表的な実施形態において、修正速度は以下のように計算されうる。

30

【００２９】

40

【数１】

$$\text{修正速度} = \frac{N}{(\sqrt{T} / \sqrt{288.15})}$$

【００３０】

ここで、Ｎは既知の圧縮機速度であり、Ｔは圧縮機の吐出口温度である。

【００３１】

次いで、ステップ１０４において、圧縮機の修正された流量値は、ステップ１０２による修正速度と、第１の圧力センサ５２によって感知されるような吸入口圧力および第２の

50

圧力センサ 5 6 によって感知されるような吐出口圧力の間の圧力比と、の関数として決定される。一般に、あらゆるタイプの圧縮機は、標準的な修正流量特性を有し、これは、修正速度と圧力比に伴って変化し、かつ修正速度と圧力比に依存する。したがって、修正速度と圧力比を決定することにより、修正された流量が決定されうる。

【 0 0 3 2 】

修正された流量特性は、図 6 に示されるグラフのような二変量グラフによって図示されうる。図 6 に示されるように、二変量グラフは、圧力比と、修正流量と、修正速度との間の関係を表す。特に、図 6 は、圧力比と修正流量とに対してプロットされた、修正速度 S_1 、修正速度 S_2 、修正速度 S_3 、修正速度 S_4 、および修正速度 S_5 を示す。図 6 のグラフが単に、修正速度と、圧力比と、修正流量と、の間の関係を表すグラフの例に過ぎないことに留意することは重要である。さらに、5 つの修正速度値は、例示の目的でのみグラフ上に示されており、圧力比対修正流量のグラフ上に任意の数の修正速度値がプロットされうることを理解されたい。

10

【 0 0 3 3 】

図 3 に示される実施形態を参照して、ステップ 1 0 4 は、ステップ 1 0 2 で算出された修正速度と、第 1 の圧力センサ 5 2 によって感知されるような吸入口圧力および第 2 の圧力センサ 5 6 によって感知されるような吐出口圧力の間の圧力比と、に相当するグラフ上の修正流量のポイントを見い出すことを伴う。ステップ 1 0 2 において算出された修正速度値が修正速度曲線 $S_1 \sim S_5$ のいずれとも一致しない場合、グラフ上の修正流量値を決定するために補間処理を行う必要がある。

20

【 0 0 3 4 】

図 3 に示される実施形態において、第 1 の圧縮機 5 4 は、この第 1 の圧縮機 5 4 を出る流量を変更するように構成された可変ディフューザ 6 2 を含む。圧縮機がそのような可変ディフューザの形態を含む場合は、圧縮機流量への影響を考慮するために必ずステップ 1 0 6 が実行される必要がある。しかし、可変ディフューザ 6 2 が第 1 の圧縮機 5 4 から除かれている場合には、ステップ 1 0 6 の実行はもはや必要ではなくなる。ステップ 1 0 6 において、修正流量値が、圧縮機の吸入口圧力と吐出口圧力との圧力比および可変ディフューザの形態の関数として更新 (update) される。したがって、流量制御システム 2 0 A を参照すると、修正流量値は、第 1 の圧力センサ 5 2 および第 2 の圧力センサ 5 6 により感知された圧力比と、可変ディフューザ 6 2 の形態と、の関数として更新されることになる。グラフ表示の観点から見ると、可変ディフューザの存在は結果として修正速度値 $S_1 \sim S_5$ の曲線を水平にシフトさせることになる。したがって、一定の圧力比を仮定すれば、すべての修正速度値は新しい修正流量値と一致することになる。方法 1 0 0 のステップ 1 0 6 は、この水平シフトを考慮に入れ、更新された修正流量値を決定する。

30

【 0 0 3 5 】

この時点までに、方法 1 0 0 において決定されたものは、圧縮機を経由する修正流量値である。一般に、修正流量とは、吸入口圧力および温度が標準日の海面位の周囲条件 (つまり、 $14.6961 \text{ b f / i n}^2$ の圧力および 518.7 R の温度) に対応していた場合に、圧縮機などの装置を通過する質量流量である。しかし、修正流量を決定するために修正され正規化された値を扱うことが望ましかつたとしても、システムが標準日の海面位の周囲条件と同様の条件において動作することはまれである。したがって、流量制御システムによって温度制御システムに実際に供給された流量を決定するため、実際の流量値が決定される必要がある。この実際の流量値は、方法 1 0 0 のステップ 1 0 8 において決定される。実際の流量値は修正流量値の関数であるため、実際の流量値は以下の式により決定されうる。

40

【 0 0 3 6 】

【数 2】

$$\text{実際の流量} = \frac{\text{修正流量}}{(\sqrt{T}/\sqrt{518.7})/(P/14.696)}$$

【0037】

ここで、Tは圧縮機の吐出口における流れの温度であり、Pは圧縮機の吸入口と吐出口の圧力比である。

【0038】

一部の例において、方法100を構成するさまざまなステップは、若干異なった順序で実行されてもよい。さらに、1つまたは複数のステップは、本発明の意図された範囲を逸脱することなく省略されてもよい。たとえば、前述のように、ステップ106は、可変ディフューザを含まない本発明の実施形態において省略されうる。

10

【0039】

方法100を実行することにより、流量制御システム20Aの第1の空気供給回路48Aによって温度制御システム16に供給される実際の流量を計算することが可能である。同様に、複数の空気供給回路を含む流量制御システムにおいて、空気供給回路ごとに方法100を実行し、各々の実際の流量値を加算して、温度制御システムに供給される合計流量値を決定することにより、温度制御システムに供給される実際の流量を計算することが可能である。したがって、任意の数の空気供給回路を有する流量制御システムが考察される。

20

【0040】

図7は、圧縮機流量を圧縮機速度基準の関数として調整する方法200を示すプロセスのフローチャートである。例示のために、方法200はまた、図3の流量制御システム20Aを参照して説明される。方法200は、ステップ202において開始し、第1の空気供給回路48Aなどの空気供給回路の実際の流量が方法100の適用によって決定される。次いで、ステップ204において、ステップ202で決定された実際の流量が、温度制御システムによって必要とされる合計流量の一部と比較されて、空気供給回路の流量エラー（誤差）が決定される。図3の流量制御システム20Aを参照すると、ステップ204は、第1の空気供給回路48Aの実際の流量を、回路から期待される合計流量の一部と比較するが、1つの空気供給回路のみを有する実施形態においては、これは、合計流量の100パーセントとなる。次いで、ステップ206において、空気供給回路の速度基準が、ステップ204において判別された流量エラーの関数として決定される。1つの実施形態において、流量エラーは、圧縮機速度基準を生成するための比例積分制御アルゴリズムへの入力として提供される。しかし、圧縮機速度基準を生成する任意の方法が考慮される。最後に、ステップ208において、空気供給回路の流量が、ステップ206において決定された速度基準の関数として調整される。図3の流量制御システム20Aを参照すると、ステップ208は、速度基準を第1のモータ制御装置51に供給することを伴うが、このモータ制御装置51は、圧縮機流量を調整するために第1の圧縮機54の速度を速度基準の関数として制御する。

30

40

【0041】

方法200は、単一の空気供給回路を有する流量制御システムを参照して説明されたが、方法200は、任意の数の空気供給回路を有する流量制御システムに適用可能である。例示のために、方法200はこれ以降図4の流量制御システム20Bを参照して説明されるが、これは第1の空気供給回路48Aおよび第2の空気供給回路48Bと、を含む。

【0042】

ここでもまた、方法200は、ステップ202において開始し、第1および第2の空気供給回路の実際の流量が、各回路への方法100の適用により決定される。次いで、ステップ204において、ステップ202で決定された実際の流量が、温度制御システム16によって必要とされる合計流量の一部と比較されて、第1の空気供給回路48Aおよび第

50

2の空気供給回路48Bの流量エラーが判別される。2つの空気供給回路を有する流量制御システム20Bのような実施形態においては、温度制御システムは、通常、必要とされる合計流量の2分の1を供給するよう各回路に要求する。しかし、異なる空気供給回路に異なる部分を要求する温度制御システムも考察される。本実施例においては、第1の空気供給回路48Aおよび第2の空気供給回路48Bに要求される合計流量の一部は、それぞれ2分の1であると仮定される。次いで、ステップ206において、第1の空気供給回路48Aおよび第2の空気供給回路48Bの速度基準が、ステップ204において決定された流量エラーの関数として決定される。最後に、ステップ208において、第1の空気供給回路48Aおよび第2の空気供給回路48Bの流量が、第1の圧縮機54および第2の圧縮機74の速度を調整することなどによって、ステップ206において決定された速度基準の関数として調整される。 10

【0043】

システムの固有の必要性と要求される流量監視の正確度に応じて、方法100および方法200は、望ましい周波数で、あるいはオペレータの指示で、または特定のイベントの発生の際に、連続的に実行されうる。たとえば、1つの実施形態において、温度制御システム16の稼動中は必ず20Hzの周波数で方法100および方法200を実行することが望ましい。もう1つの実施形態において、圧縮機のあらかじめ定められた吐出口温度を感知したときにのみ方法100および方法200を実行することが望ましい。

【0044】

上記の説明は、客室18に冷気を供給することに重点を置いてきたが、温度制御システム16はまた、客室18に暖気を供給することもできる。したがって、暖房および冷房の両方を提供する温度制御システムが、本発明の流量制御システムと共に使用されうる。 20

【0045】

本明細書において使用される用語は、限定を目的とするのではなく、説明することを目的としている。本明細書に開示されている特定の構造および機能は、限定的なものとして解釈されるべきではなく、当業者に本発明をさまざまに採用するよう教示する基礎として解釈されるべきである。本発明は好ましい実施形態を参照して説明されたが、当業者であれば、本発明の精神および範囲を逸脱することなく形態および詳細に変更を行えることを理解するであろう。

【図面の簡単な説明】

30

【0046】

【図1】民間航空機を示す概略断面図である。

【図2】温度制御システムの1つの実施形態を示す概略図である。

【図3】1つの空気供給回路を有する本発明による流量制御システムを示す概略図である。

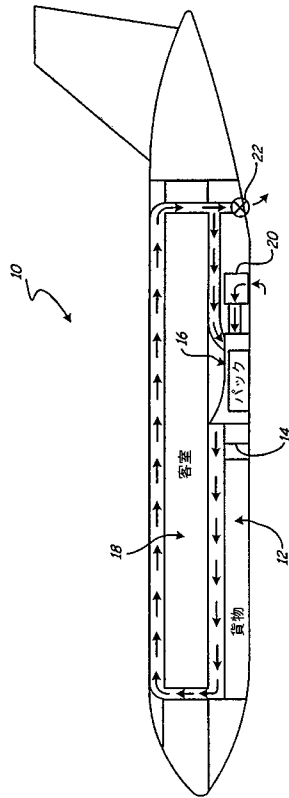
【図4】1対の空気供給回路を有する本発明による流量制御システムを示す概略図である。

【図5】圧縮機流量を計算する方法を示すプロセスのフローチャートである。

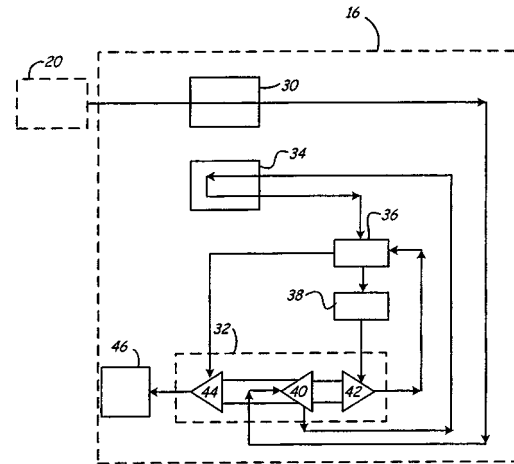
【図6】修正された流量特性を表す二変量グラフである。

【図7】圧縮機速度基準に応じて圧縮機流量を調整する方法を示すプロセスのフローチャートである。 40

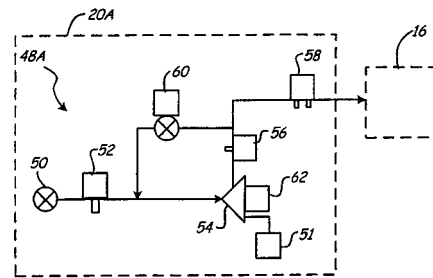
【図 1】



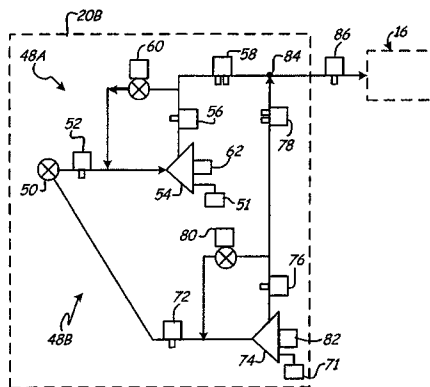
【図 2】



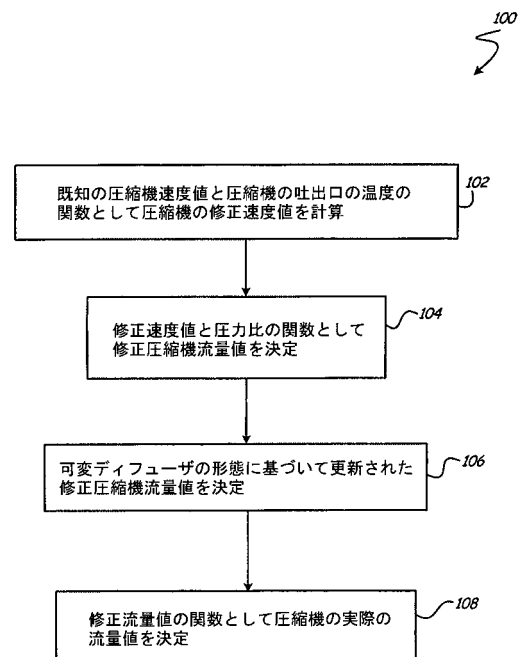
【図 3】



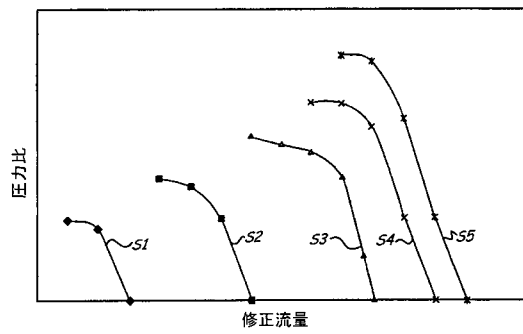
【図 4】



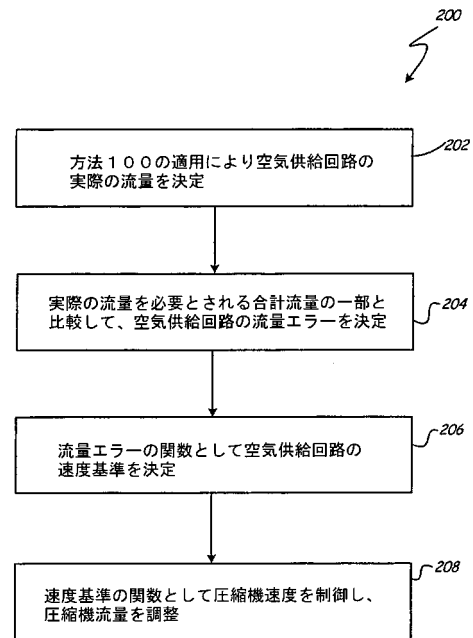
【図 5】



【図 6】



【図 7】



フロントページの続き

- (72)発明者 ローラ コーツ
アメリカ合衆国, コネチカット, ウインザー ロックス, フェアビュー ストリート 4
- (72)発明者 ジェフ スパック
アメリカ合衆国, コネチカット, ブロード ブルック, ツリートップ レーン 11
- (72)発明者 マーク エル・ハリス
アメリカ合衆国, マサチューセッツ, ピーボディ, ボールドウィン ストリート 13
- (72)発明者 ハロルド ヒップスキー
アメリカ合衆国, コネチカット, ウィリントン, ターンパイク ロード 136