

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第4095155号
(P4095155)

(45) 発行日 平成20年6月4日(2008.6.4)

(24) 登録日 平成20年3月14日(2008.3.14)

(51) Int.Cl.

F I

FO1D 25/06 (2006.01)

FO1D 5/16 (2006.01)

FO1D 25/00 (2006.01)

FO2C 7/24 (2006.01)

FO1D 25/06

FO1D 5/16

FO1D 25/00 F

FO2C 7/24 Z

請求項の数 18 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願平10-97295	(73) 特許権者	590005449
(22) 出願日	平成10年4月9日(1998.4.9)		ユナイテッド テクノロジーズ コーポレ イション
(65) 公開番号	特開平10-288002		UNITED TECHNOLOGIES CORPORATION
(43) 公開日	平成10年10月27日(1998.10.27)		アメリカ合衆国, コネチカット 0610 1, ハートフォード, ユナイテッド テク ノロジーズ ビルディング
審査請求日	平成16年12月15日(2004.12.15)		
(31) 優先権主張番号	08/835282	(74) 代理人	100096459
(32) 優先日	平成9年4月9日(1997.4.9)		弁理士 橋本 剛
(33) 優先権主張国	米国 (US)	(74) 代理人	100092613
			弁理士 富岡 潔
		(72) 発明者	ロバート ジェイ. マンズィ, ジュニア
			アメリカ合衆国, コネチカット, ロッキー ヒル, ウェストブルック ロード 15
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 タービンエンジンのロータ、及び結合音ノイズの減少方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

長手方向に延在する軸を中心として回転可能なハブと、不連続な角度位置にハブ内に円周方向に配列され、ハブから延在するブレードの群と含むタービンエンジンのロータであって、前記ブレードは、結合音ノイズの一因となる少なくともひとつの円周方向に変化する物理的な不均一性を有し、前記結合音ノイズは、ノイズ周波数スペクトルを有するとともに、このスペクトルの高調波のひとつは、 n を自然数として、 n 次の臨界高調波であり、角度位置に関する物理的に不均一性の変化量は、円周方向不均一性スペクトルを有し、前記ロータは、各円周方向不均一性スペクトルが m 以下の次数の円周高調波によって多くを占められるように、ハブに対してブレードが配列され、 m は、結合音ノイズが軽減されるよう、それぞれの不均一性に対して個々に定められる n 以下の整数であり、さらに、 m は 2 以上であることを特徴とするロータ。

【請求項 2】

前記ブレードは、リップを有するダクト内に収容され、ロータの直径は D であり、ロータの回転速度は N であり、この速度 N で結合音ノイズを軽減するようにし、入口へ流入する空気は長手方向のマッハ数成分 M_x と音速 c とを有し、

前記ロータは、 n が

【数 1】

$$(0.81 / \{ [\pi D N / 720 c (1 - M_x^2)^{0.5}] - 1 \})^{1.504}$$

10

20

以下で最大の整数であることを特徴とし、上記式においてDはインチで表され、Nは回転数/分で表され、cはフィート/秒で表される請求項1のロータ。

【請求項3】

前記ブレードは、それぞれピッチ角と、リーディングエッジ位置と、ロータ内の円周方向に隣接するブレードに対する角度のずれと、を有し、物理的不均一性は、ピッチ角と、ブレードのリーディングエッジの長手方向位置と、円周方向に隣接するブレードとの角度のずれと、の少なくともひとつであることを特徴とする請求項1のロータ。

【請求項4】

物理的不均一性は、ピッチ角であり、mは2であることを特徴とする請求項3のロータ。

【請求項5】

各円周高調波は、それぞれ関連する振幅を有し、ゼロ以外の重みづけ係数がmより大きい次数の円周高調波それぞれに割り当てられ、各振幅とその割り当てられたゼロ以外の重みづけ係数との積を、重みづけされた振幅として、ブレードは、ノイズ周波数スペクトルにおける臨界周波数以下の高調波周波数を確実に多くするため、重みづけされた振幅の合計が、特定された振幅のしきい値以下となるようにハブ内に配列されていることを特徴とする請求項1のロータ。

【請求項6】

各円周高調波は、それぞれ関連する振幅を有し、ゼロ以外の重みづけ係数がmより大きい次数の円周高調波それぞれに割り当てられ、各振幅とその割り当てられたゼロ以外の重みづけ係数との積を、重みづけされた振幅として、ハブ内に配列された場合のブレードの重みづけされた振幅の合計が、すべての可能なブレード配列の重みづけされた振幅の最小値となるように、ハブ内にブレードが配列されることを特徴とする請求項1のロータ。

【請求項7】

各円周高調波は、それぞれ関連する振幅を有し、ゼロ以外の重みづけ係数がmより大きい次数の円周高調波それぞれに割り当てられ、各振幅とその割り当てられたゼロ以外の重みづけ係数との積を、重みづけされた振幅として、ハブ内に配列された場合のブレードの重みづけされた振幅の合計が、すべての可能なブレード配列のサブセットの重みづけされた振幅の最小値となるように、ハブ内にブレードが配列されることを特徴とする請求項1のロータ。

【請求項8】

前記ブレードは、各不均一性が角度位置に関して360°ごとに約m回の周期性を持つようにハブ内に配列され、mは、結合音ノイズが軽減されるように定められた、各不均一性に特定のn以下の整数であることを特徴とする請求項1のロータ。

【請求項9】

各不均一性は、角度位置の連続関数として表され、この連続関数は、1階以上の0ではない導関数を有し、導関数は不連続ではなく、角度位置に関して急激に変化することはないことを特徴とする請求項8のロータ。

【請求項10】

長手方向に延在する中心軸を中心に回転可能なハブと、不連続な角度位置に該ハブ内に円周方向に配され、ハブから延在するブレード群とを有するロータによって発せられる結合音ノイズの減少方法であって、ブレードは結合音ノイズの一因となる少なくともひとつの円周方向に変化する物理的な不均一性を有し、結合音ノイズには、nを自然数として、高調波のひとつがn次の臨界高調波であるノイズ周波数スペクトルが含まれ、前記方法は、

物理的不均一性を定量化し、

角度位置に関する各不均一性の変化量が、円周方向に不均一なスペクトルを有し、かつ、mをそれぞれの不均一性に特有でかつn以下である整数として、m以下の次数の円周高調波が前記スペクトルに多く含まれるように、ロータ内にブレードを配列して、結合音ノイズが軽減されるようにする方法であって、

前記mは2以上であることを特徴とする方法。

10

20

30

40

50

【請求項 11】

前記ブレードは、リップを有するダクト内に收容されており、ロータの直径はDであり、ロータの回転速度はNであり、この速度Nで結合音ノイズを軽減するようにし、入口へ流入する空気は長手方向のマッハ数成分Mxと音速cとを有し、
前記ロータは、nが

【数 2】

$$(0.81 / \{ [\pi DN / 720 c (1 - M_x^2)^{0.5}] - 1 \})^{1.504}$$

以下で最大の整数であることを特徴とし、上記式においてDはインチで表され、Nは回転数/分で表され、cはフィート/秒で表される請求項10の方法。

10

【請求項 12】

前記ブレードは、それぞれピッチ角と、リーディングエッジ位置と、ロータ内の円周方向に隣接するブレードに対する角度のずれと、を有し、物理的不均一性は、ピッチ角と、ブレードのリーディングエッジの位置と、円周方向に隣接するブレードとの角度のずれと、の少なくともひとつであることを特徴とする請求項10の方法。

【請求項 13】

物理的不均一性は、ピッチ角であり、mは2であることを特徴とする請求項12の方法。

【請求項 14】

各円周高調波は、それぞれ関連する振幅を有し、ゼロ以外の重みづけ係数がmより大きい次数の円周高調波それぞれに割り当てられ、各振幅とその割り当てられたゼロ以外の重みづけ係数との積を、重みづけされた振幅として、ブレードは、この重みづけされた振幅の合計が、特定された振幅のしきい値以下となるようにハブ内に配列され、確実にノイズ周波数スペクトルが臨界周波数以下の高調波周波数によって多くを占められるようにすることを特徴とする請求項10の方法。

20

【請求項 15】

各円周高調波は、それぞれ関連する振幅を有し、ゼロ以外の重みづけ係数がmより大きい次数の円周高調波それぞれに割り当てられ、各振幅とその割り当てられたゼロ以外の重みづけ係数との積を、重みづけされた振幅として、ハブ内に配列された場合のブレードの重みづけされた振幅の合計が、すべての可能なブレード配列の重みづけされた振幅の最小値となるように、ハブ内にブレードが配列されることを特徴とする請求項10の方法。

30

【請求項 16】

各円周高調波は、それぞれ関連する振幅を有し、ゼロ以外の重みづけ係数がmより大きい次数の円周高調波それぞれに割り当てられ、各振幅とその割り当てられたゼロ以外の重みづけ係数との積を、重みづけされた振幅として、ハブ内に配列された場合のブレードの重みづけされた振幅の合計が、すべての可能なブレード配列のサブセットの重みづけされた振幅の最小値となるように、ハブ内にブレードが配列されることを特徴とする請求項10の方法。

【請求項 17】

ブレードは、各不均一性が角度位置に関して360°ごとに約m回の周期性を持つようにハブ内に配列され、mは、結合音ノイズが軽減されるように定められた、各不均一性に特定のn以下の整数であることを特徴とする請求項10の方法。

40

【請求項 18】

各不均一性は角度位置の連続関数として表され、この連続関数は、1階以上の0ではない導関数を有し、この導関数は不連続ではなく、かつ、角度位置に関して急激に変化することもないことを特徴とする請求項17の方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、回転ブレード列によって発せられる結合音ノイズの軽減に関し、特に、ガスタービンエンジンの回転ファンブレード列に関する。

50

【 0 0 0 2 】

【従来の技術】

航空機の推進に用いられるタイプのガスタービンエンジンは、エンジン吸気ダクト内に引っ込み、かつ、中心ハブから半径方向外側に突出するファンブレードの列からなるファンロータを含む。エンジン運転時には、ハブおよびブレードは長手方向に延在する軸を中心に回転して、ダクトを流れる空気の流れを圧縮する。十分に高い回転速度では、ファンブレードの半径方向で最も外側の部分は、各ブレードのリーディングエッジが空力衝撃を生成するよう超音速で作動する。これらの空力衝撃は、空気の流れの方向に対して逆の前方方向へ伝播し、吸気ダクトから抜け出す。

【 0 0 0 3 】

実際問題として、列内の各ブレードは、許容できる製造および取り付けの公差によって、列内の他のブレードとはわずかに異なる。これらのブレード間の不均一性により、衝撃が不均一性方向づけられ、異なった速度で伝播する。その結果、衝撃は、吸気ダクト内で相互に作用し、ローター回転につき一回繰り返す、複雑な経時変化する空気圧パターンを生成する。この圧力パターンの周波数スペクトルは、ファンローター回転につき一回の基本周波数を含み、同様に基本周波数の倍数の高次の高調波を含む。圧力パターンに関連するノイズは、結合音ノイズ (combination tone noise) もしくは複合純音ノイズ (multiple pure tone noise) として知られ、それが吸気ダクトの境界を前方に越えて伝播する場合、航空機のキャビン乗員にとって、また空港近くの住民にとって不快となり得る。

【 0 0 0 4 】

現在のエンジンのファンは旧世代のエンジンのファンよりも径が大きく、よってよりゆっくりとした回転速度で駆動するため、結合音ノイズはますます頻繁に起こる問題となってきた。加えて、現代のエンジンは旧世代のエンジンよりも少ない数のファンブレードを採用していることが多い。回転速度が遅くなることとブレードの数が減ることとの両方の傾向により、結合音ノイズの音響エネルギーが低い周波数で集まることになる。低い周波数の音響エネルギーは高い周波数の音響エネルギーよりも減衰しにくいので、ガスタービン産業における最近の傾向は、結合音ノイズの問題を悪化させる傾向がある。

【 0 0 0 5 】

結合音ノイズの問題を処理する考えられる方法のひとつは、航空機の胴体に吸音減衰材料を用いて、ノイズを乗員から遮蔽することである。しかしながら、吸音減衰材料はコストを増大し、航空機を重くし、航空機の設計時にその材料の必要性が考えられていない場合には組み込みが困難となる。さらに、航空機における吸音減衰材料の使用は、地域社会の騒音問題を解決するものではない。

【 0 0 0 6 】

結合音ノイズの問題を処理する考えられる別の方法は、厳格な製造公差を課することによりブレード間の不均一性の大きさを最小にすることである。しかしながら、この方法は、ブレード製造の費用を増大させるため望ましくない。より厳しい公差の適用はまた、エンジンの所有者が現存のブレードを改造するか、新しく製造されたブレードに取り換えるかしない限りは、これらの公差の適用に先立って製造されたブレードからなる現存のファンにより発せられる結合音ノイズを軽減することはできない。新しいブレードに取り換える作業は、費用がかかる作業であり、また現存のブレードがいずれにせよ機能している場合には、あえて実行するだけの必然性を感じにくい作業である。過剰なブレード間の一致は、ファンをフラッタの影響を受けやすく、潜在的な空力弾性破壊の恐れにつながるため、より厳しい製造基準を無条件に適用するのは望ましくない。

【 0 0 0 7 】

ブレード間の不均一性を最小限とするのは、あまり均一でないブレードの大きなセットからほぼ均一なブレードのサブセットを注意深く選択することによって成し遂げられる。しかしながら、この方法は、サブセットが選択されるもとのブレードの十分に大きな在庫の存在に依存する。エンジン製造業者は、そのような在庫をあまり持っておらず、ロータ内の損傷を受けたいいくつかのブレードを取り換えざるをえないエンジンの所有者も十分な

10

20

30

40

50

在庫をほぼ確実に持っていない。そのような在庫があったとしても、ほぼ均一なブレードのサブセットを選択する必要があることから、組立て作業が遅くなるうえ、新たに何らかの選択基準を設けない限りは、上記で参照されたフラッタが生じるおそれがある。

【 0 0 0 8 】

しがたって、結合音ノイズの問題を処理する現存の方法は不十分であり、結合音ノイズを軽減する単純で効果的で経済的な方法が必要とされていることがわかる。

【 0 0 0 9 】

【発明が解決しようとする課題】

したがって、本発明の目的は、タービンエンジンのファンブレード列から発せられる結合音ノイズを軽減することであり、地域社会や航空機のキャビン両方のノイズ問題を解決する方法を達成することである。

10

【 0 0 1 0 】

本発明の別の目的は、エンジン製造の費用を大幅に増大することなく、かつ、エンジン組立て作業を複雑にすることなく、結合音ノイズを軽減することである。

【 0 0 1 1 】

本発明の更に別の目的は、現存のタービンエンジンのファンブレード列に容易にまた経済的に適用可能な方法で結合音ノイズを軽減することである。

【 0 0 1 2 】

本発明の更なる目的は、ファンのフラッタのリスクをまねくことなく結合音ノイズを軽減することである。

20

【 0 0 1 3 】

【課題を解決するための手段】

本発明は、結合音ノイズの周波数スペクトルがエンジンの吸気ダクト内で減衰する低次の減衰しやすい（高）調波を含み、同様にダクトを越えて伝播する高次の減衰しにくい調波を含むということと、結合音ノイズの十分な軽減が強制的に音響エネルギーを減衰しにくい高調波から減衰しやすい高調波へ移行させることにより成し遂げられるという認識に部分的に基づいている。本発明は、さらに、物理的不均一性を持つファンブレード群は、前述した結合音ノイズの高調波の間で音響エネルギーの割当てを効果的にするようにハブ内に配列される。

【 0 0 1 4 】

30

本発明によれば、ブレード間の物理的不均一性を持つファンブレード群は、不均一な円周スペクトルが結合音ノイズの周波数スペクトルの最も高次の減衰しやすい高調波以下の次数の円周高調波によって多くを占められるよう配列される。

【 0 0 1 5 】

本発明の一実施例では、物理的不均一性としてブレードのリーディングエッジのピッチ角を選択しており、このエッジから生成されるノイズの円周スペクトルは、2以下の次数の円周（高）調波によって多くを占められる。なお、便宜上、本明細書及び各請求項において、基本周波数の調波を1次の高調波として、この基本周波数の調波をも含めて高調波として記載する。

【 0 0 1 6 】

40

本発明の別の実施例では、望ましくない高次の円周高調波の振幅の重みづけされた合計が特定のしきい値以下となるようにブレードが配列を行うことで、望ましい低次の円周高調波が、ノイズのスペクトル成分の多くを占めるようにされている。

【 0 0 1 7 】

本発明は、その音源で結合音ノイズを解消し、よって地域社会の騒音問題や航空機内のキャビンの騒音問題両方を処理することができるので有効である。本発明は、厳しい製造公差によるのではなくブレードの賢明な配列によるものであるため、コスト的に有効で、新たに組立てられたブレード列と同様、現存のブレード列にも適用可能である。さらに、本発明は不均一性を最小にするよう試みるのではなく物理的不均一の円周スペクトルを操作するので、ファンのフラッタという付随するリスクがほとんどない。

50

【 0 0 1 8 】

本発明の前述の特徴および利点および動作は、次の本発明を実行するための最良の態様の記述および添付の図面に照らしてさらに明確とされる。

【 0 0 1 9 】

【発明の実施の形態】

図 1 および 2 を参照すると、航空機用ガスタービンエンジン 3 0 は、長手方向に延在する軸 3 4 を中心に回転可能なファンロータ 3 2 を含む。ファンロータは、符号 $B_1 \sim B_{22}$ でそれぞれ指定された 2 2 個のブレード 3 8 の個体群からなるファンブレード列 3 6 を含む。ブレードはそれぞれ、リーディングエッジ 4 0 とトレーリングエッジ 4 2 とを有し、ロータハブ 4 8 内にあり 1 から 2 2 まで番号付けされた 2 2 個の保持スロット 4 6 のうちのいずれかひとつに固定されている。ファンロータは直径 D を有し、これはあるブレードの先端からその正反対のブレードの先端までの距離に相当するものである。

10

【 0 0 2 0 】

エンジンは、空気力学的に流線型のナセル 5 2 に収容されている。ナセル 5 2 の前方部分は、その最前部にリップ 5 6 を有する入口部 5 4 となっている。入口部は、吸気ダクト 5 8 を画定しており、エンジンは、ファンブレード列のリーディングエッジが長手方向に距離 d 分ダクト内側に引っ込むようにナセル内に位置決めされる。距離 d は、リップから列のリーディングエッジまでの距離である。

【 0 0 2 1 】

エンジン運転中、ファンロータは方向 R に速度 N で軸を中心として回転する。速度 N はエンジンに要求される出力にしたがって変化する。ファンロータの回転とエンジンの前方への速度によって周囲の空気 6 2 が吸気ダクトへ入り込み、ファンブレード列を通り抜ける。ファンブレード列は、エンジンの他の部品に使用できるよう空気を圧縮する。ファンブレード列の直前において、空気は、長手方向のマッハ数成分 M_x を有し、音波または圧力波を音速 c で伝播できる。十分に速い回転速度では、ファンブレードの半径方向に最も外側の部分は超音速で動き、各ブレードのリーディングエッジは空力衝撃を発生する。

20

【 0 0 2 2 】

図 3 A ~ 3 C を参照すると、ハブ内に取り付けられたブレードは理想的には他の全てのブレードと同一である。すなわち、形状、位置、向きなどブレード 3 8 の物理的特徴に差異はない。そのような差異があれば、ブレードの先端付近から生じる衝撃 6 6 の均一性に影響を及ぼす。全てのブレードが等しく物理的特徴に差異がないことにより、衝撃 6 6 は均一に方向づけられる。さらに、その衝撃は均一な強さであり、よって同一速度で伝播する。したがって、伝播衝撃がその位置に達すると、図 3 B に示されるような経時変化する圧力またはノイズ信号はブレード列の前方にいるオブザーバによって認識される。図 3 C のスペクトル図に示されるように、ノイズ信号の周波数スペクトルは、ブレード通過周波数 BPF (即ち、ファンブレードが任意の角度基準点を通過する速度) と等しい基本周波数と、ブレード通過周波数のより高次の (整数倍の) 高調波とを含む。

30

【 0 0 2 3 】

実際には、上述した理想的なブレード列は達成不可能である。ブレードの製造や取り付けにおける公差によって、各ブレードは他のブレードとは若干異なってしまう。たとえば、図 4 A は、ブレード間に複数の物理的な不均一性を有するブレード列を図示している。これら不均一性は図面では誇張されており、これには、ブレードのリーディングエッジの位置 Δx 、ブレード角度のずれ $\Delta \theta$ (図 2 により鮮明に示されている)、リーディングエッジ食い違い角 λ によって定められるブレードの方向またはピッチ角における差異などが含まれる。本発明の状況では、また図 5 に図示されるように、リーディングエッジ食い違い角は、エンジン軸 3 4 に垂直な線 6 8 と、凸状に湾曲したブレードの表面 7 6 上の 2 点 7 2, 7 4 を通る第 2 の線 7 0 とがなす鋭角である。点 7 2, 7 4 はそれぞれ、リーディングエッジ 4 0 とトレーリングエッジ 4 2 との間の凸状の表面 7 6 に沿った距離の 5 % と 3 0 % のところにある。

40

【 0 0 2 4 】

50

前記の物理的不均一性により、ブレードのリーディングエッジによって生成された衝撃 66 は、不均一に方向づけられ、異なった強さであり、よって異なった速度で伝播する。結果として、いくらかの衝撃は吸気ダクト内で前方に伝播するので他の衝撃に追いつく。衝撃同士の相互作用により、図 4 B に示される信号など、ロータ 1 回転ごとに繰り返す、複雑な経時変化する圧力またはノイズ信号を生成する。ノイズ信号の周波数スペクトルは図 4 C に示され、図中 1 E で示されるロータ 1 回転周期（すなわち、360° 周期）の基本周波数を含む。このスペクトルもまた、ブレード通過周波数（1 回転につき 22 回）やその倍数を含む基本周波数の倍数すなわちより高次の高調波（たとえば、1 回転ごとに 2 回すなわち 2 E、1 回転ごとに 3 回すなわち 3 E など）を含む。1 回転ごと 1 回の基本周波数およびそのより高次の高調波を持つノイズは、結合音ノイズもしくは複合純音ノイズと呼ばれ（口語では時に「バズソウ」ノイズと呼ばれる）、オブザーバにとって非常に不快なものとなり得る。上記以外の物理的不均一性もまた結合音ノイズの一因となり得、また別のタイプの不均一性も一様ではないが結合音ノイズの生成の一因となるであろう。

【0025】

図 4 C に示された高調波は、減衰しやすいものと減衰しにくいものとに分類される。その音響エネルギーの振幅が音源から予め定義された距離内、この場合はファンブレード列のリーディングエッジから入口部のリップ 56 までの距離 d 内、で所定の振幅以下にまで減衰する場合、その高調波は減衰しやすいものである。所定の振幅は高調波ごとに特有のものであり、オブザーバにとって音響的に不快でない振幅である。全体として、減衰しやすい高調波は、周波数スペクトルの最下部に位置する連続した一団の高調波である。減衰しやすい高調波は、少なくとも第 1 すなわち基本調波を含み、第 1 高調波より高い高調波を含んでもよい。最も高い次数の減衰しやすい高調波は、臨界高調波あるいは臨界周波数と呼ばれる。臨界高調波の次数よりも高い次数の高調波は、減衰しにくい高調波である。減衰しにくい高調波は減衰しやすい高調波と違い長距離の伝播が可能である。

【0026】

上記考察によれば、そのノイズ周波数スペクトルの音響エネルギーの一部が減衰しにくい高調波から出されて、減衰しやすい高調波の中へ入れられれば、結合音ノイズは著しく緩和される。本発明は、結合音ノイズの原因であるブレード間の物理的不均一性を少なくともひとつは持つファンブレード列であって、そのブレードは上述した結合音ノイズ高調波の音響エネルギーの分配を効果的に行えるように配列されている。特に、物理的不均一の空間的または円周のスペクトルが結合音ノイズスペクトルの臨界高調波以下の次数を有する円周高調波で多くを占められるようブレードは配列される。エンジンナセル内に引っ込んだファンブレードの配列によって生成された結合音ノイズの場合、臨界高調波の次数は、容易に決定可能な物理的パラメーターから予想できる。

【0027】

これらの原理を発明の譲受人により製造されるガスタービンエンジンへ適用することが今行われている。図 2 に概要が示されているように、エンジンは、22 個のブレードを持つファンローターを有する。食い違い角 λ で示されるようなピッチアングルの違いは、この特別なエンジンによって発せられる結合音ノイズの主な原因とされてきた。よって食い違い角は次の実証を行う上で考慮に入れられる唯一の物理的不均一性である。

【0028】

臨界高調波の次数 n は、J. M. タイラー、T. G. ソフリン、J. C. マッキャンによるスピニングモード理論から推論できる関係によって決定される。その理論は彼らの論文（「軸流コンプレッサのノイズの研究」タイラーおよびソフリン著、S. A. E の会報、1962 年第 70 巻 309 ~ 332 頁、および「コンプレッサーノイズ削減に関するブラットとホイットニーの体験」ソフリンおよびマッキャン著、1966 年 11 月 2 日から 5 日に行われたカリフォルニアロサンゼルスにおけるアメリカの音響協会第 72 回会議の際の発表）に記録されている。タイラーとソフリンの論文に説明されているように、 Mm および Mm^* はスピニングモードチップマッハ数で、またスピニングモードが減衰から伝播へ移行するマッハ数でもある。空気が流れているダクトの場合（ソフリンとマッキャンの

10

20

30

40

50

論文で論じられた) 減衰と伝播との移行は次の比が 1 . 0 :

【 0 0 2 9 】

【 数 3 】

$$M_m^* / \{ M_m^* (1 . 0 - M_x^2)^{0.5} \}$$

以下のときに起こる。上記式において、 M_x はファンブレード列のリーディングエッジ直前のマッハ数の長手方向成分である。

【 0 0 3 0 】

タイラーとソフリンの論文の表 2 はまた、 M_m^* とスピニングローブの量 m との関係をいくつかのハブと先端との比 σ について説明している。円形のダクトでは $\sigma = 0$ であり、表 2 の関係は、

【 0 0 3 1 】

【 数 4 】

$$M_m^* = 1 . 0 + 0 . 8 1 m^{-0.665}$$

で概算できる。

【 0 0 3 2 】

スピニングモードチップマッハ数 M_m は、 $\pi D N / 7 2 0 c$ であり、 D はインチで表わされるローターの直径 (図 2) で、 N はローターの角速度で回転数 / 分で表わされ、 N において結合音ノイズが最大限に抑制されることが望まれる。 C はファンブレード列のリーディングエッジ直前の局部的音速で、フィート / 秒で表わされる。前記のことと併せて n で示される臨界高調波の次数は、次式

【 0 0 3 3 】

【 数 5 】

$$n = (0.81 / \{ [\pi D N / 7 2 0 c (1 - M_x^2)^{0.5}] - 1 \})^{1.504}$$

で

で表される。

【 0 0 3 4 】

対象のエンジンについては、 D は 1 1 2 インチであり、 N は 2 5 0 0 回転 / 分に等しい。対象の動作環境では、 c は 1 1 1 7 フィート / 秒に等しく、 M_x は 0 . 5 に等しい。これらの値を用いると、上記の関係は値 5 . 4 3 を生じる。 n が臨界高調波の次数であり、よって整数であるため、 n は上記関係から決定される値以下の最大整数の 5 となる。結合音ノイズ周波数スペクトルについて、臨界周波数は、第 5 高調波すなわち 1 回転につき 5 回つまり 3 6 0 ° につき 5 回の周波数に相当する。したがって、第 5 高調波以下の次数の高調波 (すなわち、第 1 ~ 第 4 高調波) は減衰しやすい高調波であり、吸気ダクト内、すなわち、ファンブレード列のリーディングエッジから入口部のリップ 5 6 までの距離 d (図 1) 内で不快とならない 振幅に減衰する。第 6 以上の高調波は、減衰しづらい高調波である。

【 0 0 3 5 】

図 6 の表を参照すると、2 2 個のファンブレードの群は、それぞれ、符号 $B_1 \sim B_{22}$ で示され、示された食い違い角を有し、図 1 および 2 のハブ 4 8 内に配列される。食い違い角はブレードの実際の群に相当し、エンジンのために製造された代表的なブレードである。ブレードがハブ内に配列されると、ブレードは全体で、食い違い角の空間分布、特に円周分布を示し、この円周分布は関連した空間もしくは円周スペクトルを有する。本発明によれば、ブレードは、食い違い角の分布の円周スペクトルが m よりも小さい次数の望ましい円周高調波で多くを占められるように配列される。ここで m は、結合音ノイズの周波数スペクトルの臨界高調波である n 以下の整数である。原理では、 m は n と同じ大きさになり得る。しかしながら、ノイズ周波数スペクトルの高い次数の減衰しやすい高調波はそれらのより低次の相対物よりも減衰しやすさが減ることは知られている。したがって、実際には、 n よりも小さな m の値を選択することが一般的である。特定のエンジンのために、 m には 2 が選択され、よってブレードは 不均一性 (食い違い角) の円周スペクトルが 2 以下の次数の円周高調波で多くが占められるように、ハブ内に配列される。複数の不均一性

10

20

30

40

50

が考えられる一般的なケースでは、 m の値は不均一性それぞれに特定なものとなり得る。

【0036】

上述した条件（食い違い角分布の円周スペクトルが2以下の次数の望ましい円周高調波が多くを占められる）を満たすブレードの配列は、図6の「ノイズ削減のためのブレード位置」と付けられた欄に示されている。たとえば、ブレード B_1 は保持スロット4番に割り当てられ、ブレード B_2 はスロット3番に割り当てられ、以下同様に割り当てられる。ブレードを配列し終えた状態は図2に図示されている。図7は、これに対応した円周位置での食い違い角の分布を示し、図8は、図7の食い違い角の分布の円周スペクトルを示す。特に、図8は、次式の係数 A_k ($A \neq 0$)を示す。

【0037】

【数6】

$$\lambda = A_0 + A_1 \sin(\theta + \varphi_1) + A_2 \sin(\theta + \varphi_2) + \dots + A_{11} \sin(\theta + \varphi_{11})$$
上記式において、 θ は列内の各ブレードの角度位置であり、 φ は、高調波特定の位相角である。

【0038】

なお、11より大きい次数の高調波は示されていない。何故なら、平均的には、2つのブレードが食い違い角のバリエーションのサイクルを画定することから、22枚のブレードから画定されるバリエーションサイクルは、11を超えることはないからである。

【0039】

図9は、図7、8に対応した結合音ノイズ（音圧）スペクトルを示す。

【0040】

図8を精査すると、望ましい（第1および第2）高調波の振幅の合計（約0.32）は、望ましくない（第3～第11）高調波の振幅の合計（約0.29）を超えていることが明瞭に示される。

【0041】

さらに、望ましい高調波の振幅の合計は、望ましくない高調波のうち最大振幅をとる高調波（すなわち、第4高調波の振幅0.06）の少なくとも3倍である。

【0042】

結合音ノイズの軽減においては、円周スペクトルで2以下の次数の高調波がより優位を占めることが要求され、この結果は、その要求を満たしている。特にこの例では、第2高調波が最も影響の大きい（即ち一番重要な）高調波となっており、したがって食い違い角の分布（図7）は360°あたり2周期となっている。一般的に、その次数 k の円周高調波が多くを占める不均一な配列は、360°あたり k 周期となる（ただし、360°あたり k 周期を示す全ての配列において、次数 k の円周高調波が多くなるとは限らない）。

【0043】

上述したブレードの配列の結合音ノイズ削減における効果は、図7～9と図10～12とを比較することで実証される。図10～12は、図6に示されたものと同様のブレード群であるが図6の最後の欄に示されたように結合音ノイズ削減を考慮せずに配列されたブレードを用いるロータの、食い違い角の分布、円周スペクトルおよび結合音ノイズ（音圧）スペクトルを示す。図10の食い違い角の分布は、図7のものとは異なり、識別可能な周期性を示していない。また図11の円周スペクトルでは、望ましい（第2以下の）高調波成分が多くなってはいない。一方、図8では、望ましい高調波成分が明らかに多くなっている。

【0044】

望ましい高調波の振幅の合計（0.13）は、望ましくない高調波の振幅（0.71）の合計の数分の一にすぎず、望ましい高調波の振幅の合計は、望ましくない高調波の最大振幅（すなわち、第3高調波の振幅0.12）と実質的に等しいにすぎない。結合音ノイズに対する効果は、図9及び12のノイズスペクトルを比較することで明確にわかる（比較を容易にするため、スペクトルは従来技術のブレード配列、特に図6の最後の欄のブレード配列で観測される最大音圧に対し正規化される）。これらのスペクトルは、本発明によ

10

20

30

40

50

って前述されたように配列されたブレードでは、かなりの量の音響エネルギーが、次数が高く減衰しにくいノイズ高調波から、より低次の、減衰しやすい（高）調波へとかわっていることを示す。エネルギーは、次数の低い減衰しやすい高調波へと配分されている。減衰しやすい高調波は、ダクトの外側に伝播するのではなく吸気ダクト内で減衰するので、図 9 には示されず、また、ダクトの外側にいるオブザーバによって認識されることもない。

【 0 0 4 5 】

円周スペクトルが、望ましい円周高調波（すなわち、 m 以下の次数の高調波）で多くを占められているか否かを知る方法は、 360° ごとに周期 k の食い違い角の分布（もしくは他の不均一分布）で、周期 k の円周高調波が多くなっているかという、前述した観測を行うことである。たとえば、望ましい高調波のうち最高次数の高調波 m に 3 が選択された場合、ブレードは、食い違い角が 360° ごとに約 3 回の周期性を示すよう、即ち周期が 3 となるように列内に配列されるべきである。周期を 3 とすることは、第 3 円周高調波が多くなることを示唆するに過ぎず、このことを保証するものではない。従って、食い違い角の分布のスペクトル分析によって、望ましくない高調波の下位性（サブオーディナンス）、即ち望ましくない高調波が少なくなっていることを立証することが望ましい。周知のように、角度位置に関して、食い違い角が滑らかに、かつ急激でないように変化する場合に、第 3 調波が優勢となってこの第 3 調波成分が多くなる可能性が高くなる。さらに解説すると、食い違い角 λ が角度位置 θ の連続関数として表される場合、導関数 $d^N \lambda / d \theta^N$ は、非連続にはならず、即ち、角度位置に関して急激には変化しないようになっている。

【 0 0 4 6 】

円周スペクトルが望ましい円周高調波で多くを占められることを確実にする最も信頼できる方法は、望ましくない円周高調波それぞれにゼロでない重み係数（それらは m より大きい次数）を割当て、望ましくない高調波の振幅にその割り当てられた重み係数を掛けることである。重みづけられた振幅の合計が特定の振幅しきい値以下である場合、円周スペクトルに対応するブレードの配列は望ましい円周高調波によって多くを占められると考えられる。重み係数は、その係数がかけられる円周高調波が比較的望ましくないことに反映し、振幅のしきい値は、ブレード列により発せられる結合音ノイズがオブザーバにとって許容しうるように選択される。不快感数（「*sones*」として知られた単位で表される）の数量化されうるレベルにそのような重みづけされた合計を相互に関係づける関係が図 1 3 に示されている。重みづけされた合計において反映された重み係数は、第 4 高調波については 1.875 であり、第 3 および第 5 ~ 第 11 の高調波については 1.25 である。特定のエンジンを考慮した場合、これらの重み係数は、結合音ノイズを軽減するばかりでなく、ロータの不均衡限度（rotor imbalance limits）を満足するブレード配列の識別を容易にすることが分かった。

【 0 0 4 7 】

望ましい調波が多くなることを確実にする別の方法は、多数の候補のブレード配列のための重みづけされた合計を評価し、それら重みづけされた合計の最小値に対応するブレード配列を選択する方法である。小数のブレードを有するブレード列については、すべての可能な配列について重みづけされた合計を評価し、これによって重みづけされた合計の絶対最小値を識別することができる。前述の例の 22 個のブレード列など、多数のブレードを有するブレード列については、全ての可能なブレード配列を評価することは現在利用できる計算処理機器の能力を超えている。したがって、全ての可能なブレード配列のサブセットを評価し、そのサブセットから最小の重み付けされた合計を選択する方法が实际的である。そのような疑似的最小化によって、作業範囲を現存の計算処理機器の能力内に納めることができるばかりでなく、結合音ノイズの発生が許容範囲内であるブレード配列を識別することについても十分に達成できる。

【 0 0 4 8 】

実際問題として、結合音ノイズの軽減以外でもハブ内のブレードの配列は考慮されるべきものである。たとえば、ファンブレードは一般的に質量と重心の両方に変化を示す。その

ようなブレードが質量と重心における差異を考慮せずに配列された場合、ロータは、バランスを失い、エンジン運転の際にはひどく振動してしまう。しかしながら、結合音ノイズを軽減するためにブレードを配列することと、許容し得る不均衡レベルをなし得るためにブレードを配列することとの間には基本に相反するものではなく、結合音ノイズを効果的に軽減する可能なブレード配列のいくつかは、同時に両方の条件を満たすように均衡が保たれる。図7のブレード配列は、ちょうどそのような均衡とノイズ考慮両方を同時に満たすものを示している。

【0049】

結合音ノイズを考慮しない場合よりもこの不均衡は確かに大きいものの、その不均衡の度合いは許容範囲内である。同様に、第1および第2の減衰しやすい円周高調波は、均衡性を考慮しなければ、または観測される均衡の限度が厳しくなければ、その成分をより多くすることが可能であった。

【0050】

結合音ノイズを効果的に軽減するブレード配列の決定は、コンピュータで実行されるアルゴリズムによって最も効果的に行われる。最小値では、アルゴリズムは、円周不均一スペクトルが、望ましい円周高調波によって多くを占められるブレード配置を特定する。望ましくない高調波の重みづけされた合計のしきい値振幅を特定することにより、望ましくない高調波の重みづけされた合計を最小化もしくは疑似的に最小化することにより、または、ブレード列によって発せられた結合音ノイズがオブザーバにとって確実に許容できるようにする他の基準を設けることにより、望ましい高調波が、確実に多くなるようにされる。

【0051】

結合音ノイズの生成において、複数種の物理的特性の不均一性がその原因となる場合は、アルゴリズムは、各不均一性に対して、円周スペクトルが望ましい高調波によって多くを占められるブレード配列をそれぞれ特定し、各不均一性に対して、望ましい高調波における最高次数がそれぞれ特定される。さらに、結合音ノイズに対する相対的な影響が反映するように、即ち、不均一性がブレード配列に影響をもたらす程度を反映するように、各不均一性の影響 (influence) を重み付けすることができる。

【0052】

たとえば、食い違い角、ブレードのリーディングエッジ位置、およびブレードの角度のずれは、どれも結合音ノイズにとって無視できない一因であり、最高次数の望ましい高調波での次数 m は、例えば、それぞれ2、3および2が選択される。また、不均一性は、例えば、それぞれ80%、15%および5%に重みづけされる。

【0053】

コンピュータにより実行されるアルゴリズムはまた、複数の制約、たとえば結合音ノイズの軽減やロータ均衡の条件を同時に満たすブレード配列を容易に識別することができる。そのような複数の制約を満たすのに有用であると見いだされたアルゴリズムのひとつは、米国特許第5,537,861号に記述されており、その内容は参照としてここに組み込まれる。この特許は、多数の候補のブレード配列に対し「ペナルティ」を割り当てることによりブレードが付けられたロータの均衡をとる方法を記述している。これらペナルティのひとつは、望ましくない高調波の重みづけされた合計であったり、各候補配列の可能性を生み出す結合音ノイズの別の簡便な測定 (convenient measure) でもよい。この方法においてアルゴリズムを用いる場合、結果として与えられたブレードの配列は、均衡と結合音ノイズ両方の考慮に反映している。

【0054】

以上本発明を要約すると、ガスタービンエンジンのファンロータ(32)のブレード(38)は、ブレード内の1つ以上の物理的不均一性が一因である結合音ノイズが軽減されるようにロータハブ(48)内に一意に配列される。結合音ノイズの周波数スペクトルが減衰しやすい高調波と減衰しにくい高調波とを含むこと、および減衰しにくい高調波から減衰しやすい高調波へと音響エネルギーを割当てることが結合音ノイズを軽減するのに有効

10

20

30

40

50

であることが本発明でわかる。特に、ブレードは、物理的不均一の空間的または円周的スペクトルが結合音ノイズスペクトルの最も高い減衰しやすい高調波の次数以下の次数の円周高調波によって多くを占められるように配列される。

【図面の簡単な説明】

【図 1】空気力学的に流線型とされたナセル内に収容され、ファンブレードを有するガスタービンエンジンの断面概略側面図である。

【図 2】本発明にしたがって配されたブレードのブレード列を示す図 1 の方向 2 - 2 の説明図である。

【図 3】図 3 A は、各ブレードによって生成された空力衝撃を示す理想のファンブレード列の一部の概略展開図、図 3 B は、図 3 A の衝撃に関連する圧力信号のグラフ、図 3 C は、図 3 B の圧力信号の周波数スペクトルを示すスペクトル図である。

10

【図 4】図 4 A は、ブレード間の不均一を有し、各ブレードによって生じた空力衝撃を示すファンブレード列の一部の概略展開図、図 4 B は、図 4 A の衝撃に関連する圧力信号のグラフ、図 4 C は、図 4 B の圧力信号の周波数スペクトルを示すスペクトル図である。

【図 5】図 2 の方向 5 - 5 についてのファンブレードの前縁部の断面図であり、リーディングエッジの食い違い角入の定義を説明する図である。

【図 6】ファンブレードの固体群の食い違い角を説明し、本発明および従来技術にしたがったファンハブにおけるこれらのブレードの位置を示す図である。

【図 7】本発明にしたがったハブ内に配されたブレードの個体群についてのファンブレード食い違い角対円周の位置を示すグラフである。

20

【図 8】食い違い角の配分の円周スペクトルの説明図である。

【図 9】エンジン運転時のブレード個体群により発せられた結合音ノイズの周波数スペクトルの説明図である。

【図 10】従来技術にしたがったハブ内に配されたブレードの個体群についてのファンブレード食い違い角対円周の位置を示すグラフである。

【図 11】食い違い角の配分の円周スペクトルの説明図である。

【図 12】エンジン運転時のブレード個体群により発せられた結合音ノイズの周波数スペクトルの説明図である。

【図 13】食い違い角の配分の円周高調波の加重和の関数としてのノイズを示すグラフである。

30

【符号の説明】

3 0 ... 航空機用ガスタービンエンジン

3 2 ... ファンロータ

3 4 ... エンジン軸

3 6 ... ファンブレード列

3 8 ... ブレード

4 0 ... リーディングエッジ

4 2 ... トレーリングエッジ

4 8 ... ロータハブ

5 2 ... ナセル

5 4 ... 入口部

5 6 ... リップ

5 8 ... 吸気ダクト

6 2 ... 空気

6 6 ... 衝撃

6 8 ... エンジン軸に垂直な線

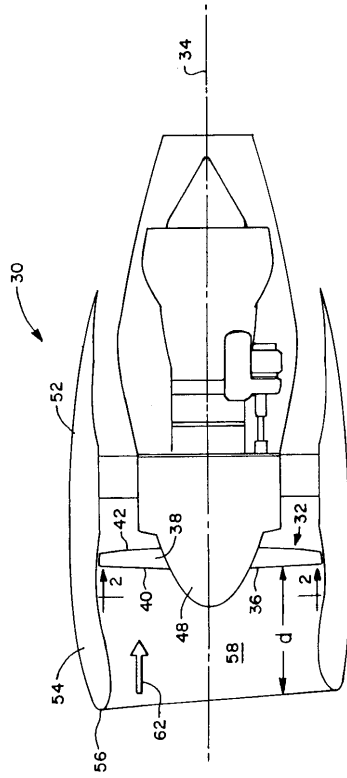
7 2 ... ブレード表面上の点

7 4 ... ブレード表面上の点

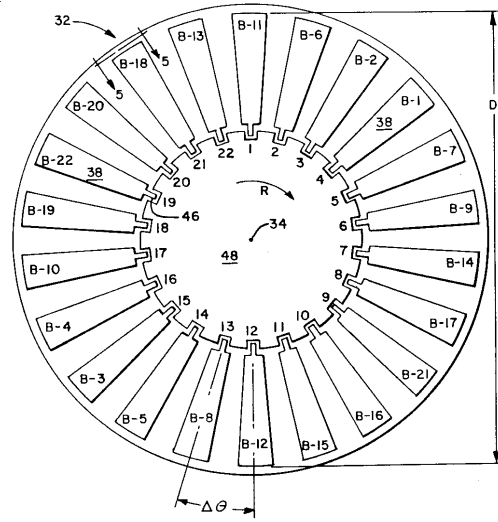
7 6 ... ブレード表面

40

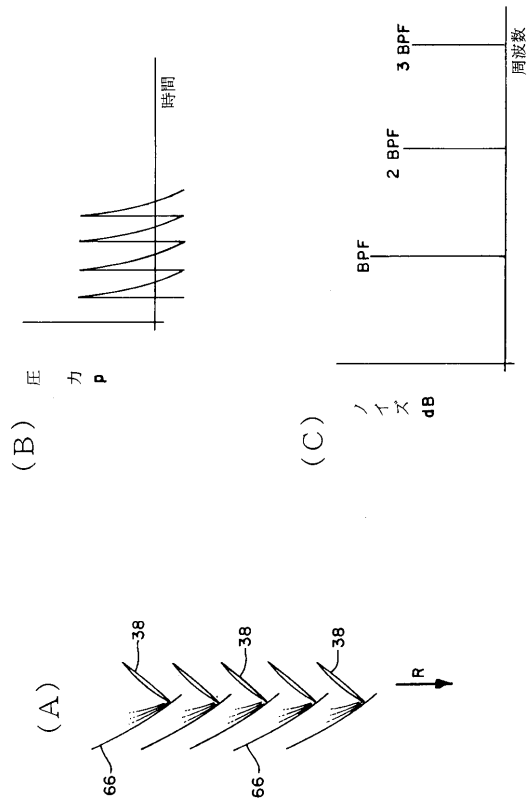
【図 1】



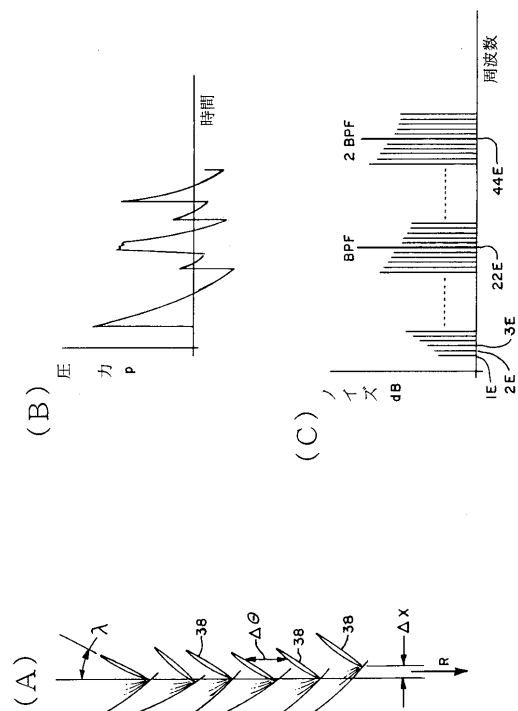
【図 2】



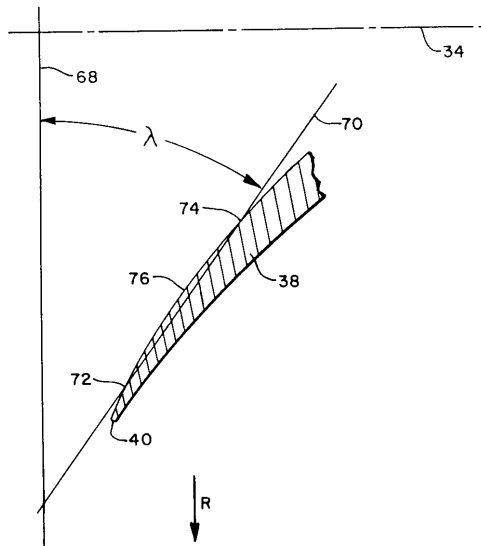
【図 3】



【図 4】



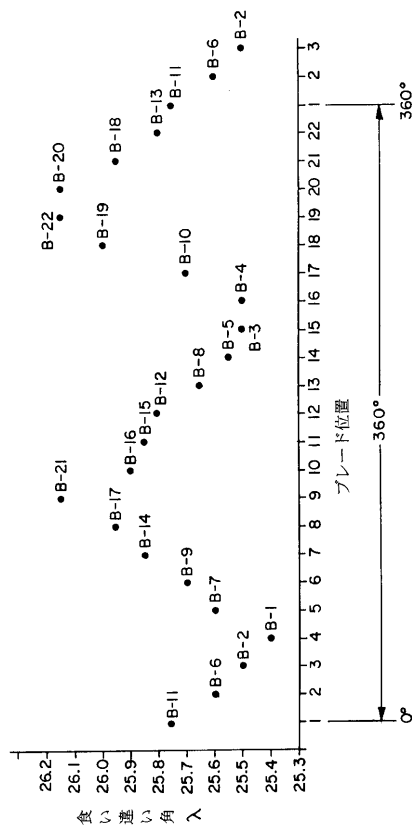
【図 5】



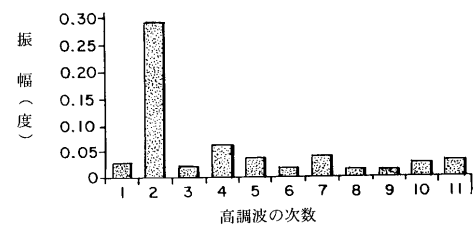
【図 6】

ブレード 認識番号	食い違い角 (度)	ノイズ削減 のための ブレード位置	ノイズ削減を考慮 しないブレード位置 (従来技術)
B1	25.4	4	3
B2	25.5	3	6
B3	25.5	15	12
B4	25.5	16	14
B5	25.55	14	11
B6	25.6	2	5
B7	25.6	5	20
B8	25.65	13	21
B9	25.7	6	8
B10	25.7	17	9
B11	25.75	1	1
B12	25.8	12	17
B13	25.8	22	19
B14	25.85	7	13
B15	25.85	11	22
B16	25.9	10	18
B17	25.95	8	2
B18	25.95	21	4
B19	26.	18	10
B20	26.05	20	16
B21	26.15	9	7
B22	26.15	19	15

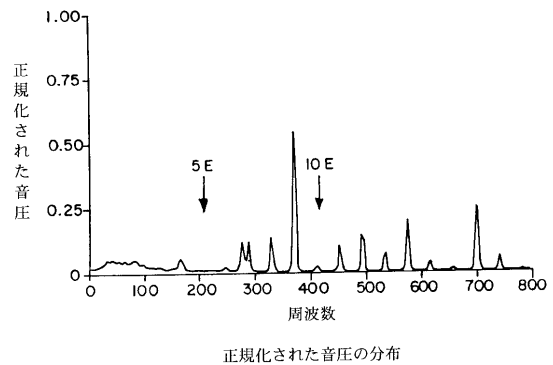
【図 7】



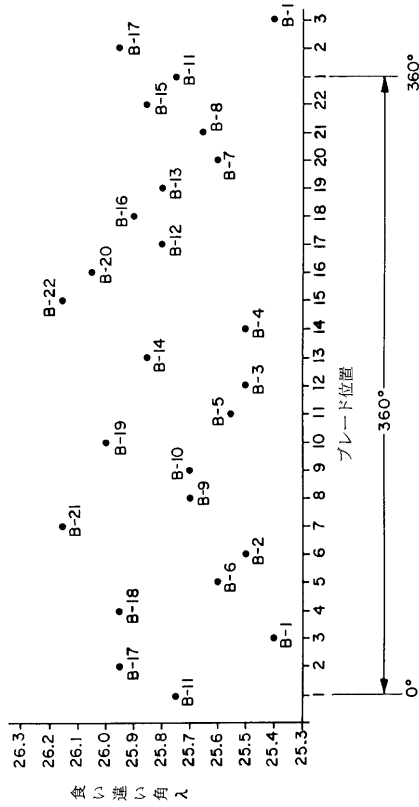
【図 8】



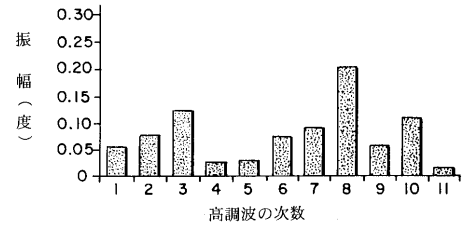
【図 9】



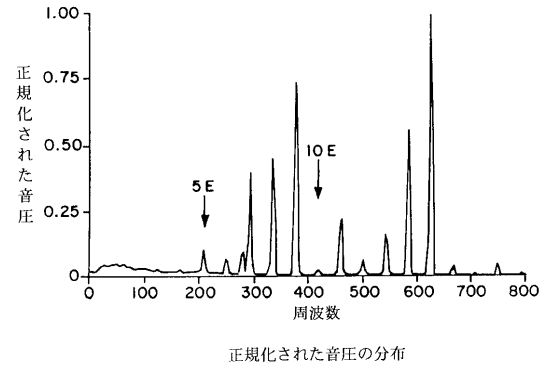
【図 10】



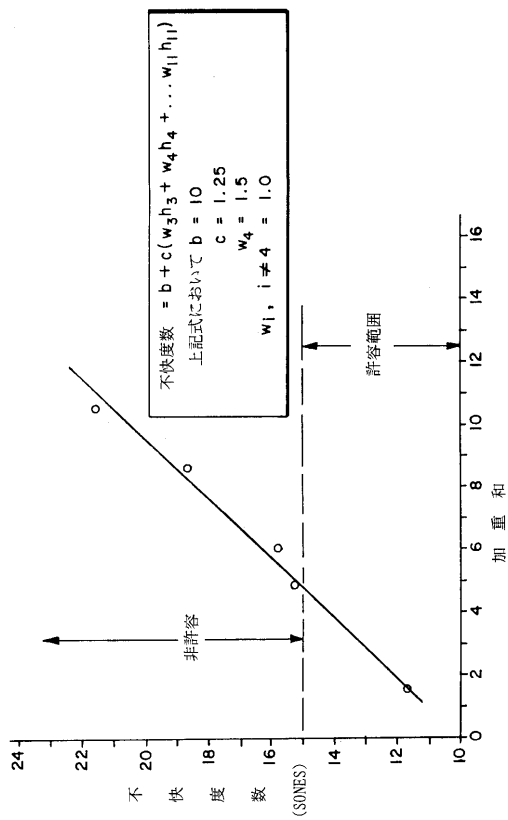
【図 11】



【図 12】



【図 13】



フロントページの続き

- (72)発明者 ダグラス シー・マセウス
アメリカ合衆国, コネチカット, マルボロウ, エドストロム ロード 37
- (72)発明者 ソーター ビー・ソロムスキー
アメリカ合衆国, コネチカット, ヴァーノン, ウエストストリート 88
- (72)発明者 ジョハン ヴァン アチターバーグ
アメリカ合衆国, コネチカット, サウス ウィンサー, バックランド ロード 498

審査官 寺町 健司

- (56)参考文献 米国特許第04732532(US, A)
J.M.Tyler, T.G.Sofrin and J.C.McCann, "Axial Flow Compressor Noise Studies", Transactions of the S.A.E., 米国, 1962年, vol.70, pp.309-332

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F01D 25/06
F01D 5/16
F01D 25/00
F02C 7/24
F04D 1/00-13/16
F04D 17/00-19/02
F04D 21/00-25/16
F04D 29/00-35/00
F02K 3/06