

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号
特許第4044894号
(P4044894)

(45) 発行日 平成20年2月6日 (2008.2.6)

(24) 登録日 平成19年11月22日 (2007.11.22)

(51) Int.Cl.	F I
FO2B 75/20 (2006.01)	FO2B 75/20
FO2D 23/00 (2006.01)	FO2D 23/00 A
FO2D 45/00 (2006.01)	FO2D 23/00 H
FO2P 5/15 (2006.01)	FO2D 45/00 358M
	FO2D 45/00 370B

請求項の数 7 外国語出願 (全 16 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2003-419853 (P2003-419853)	(73) 特許権者 594140904
(22) 出願日 平成15年12月17日 (2003.12.17)	マーン・ベール・オグ・ドバルドヴェー・デ
(65) 公開番号 特開2005-180248 (P2005-180248A)	ィーゼール・アクティージェルスカブ
(43) 公開日 平成17年7月7日 (2005.7.7)	Man B&W Diesel A/S
審査請求日 平成15年12月17日 (2003.12.17)	デンマーク王国デーコー-2450 コペ
	ンハーゲン・エスヴィー, テグルホルムズ
	ガーデ 41
	Center Syd, 161 Stam
	holmen, DK-2650 HVID
	OVRE, Denmark
	(74) 代理人 100089705
	弁理士 社本 一夫
	(74) 代理人 100076691
	弁理士 増井 忠武

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 単一列の13シリンダーを有する、2ストロークの定圧ターボチャージャー付き内燃エンジン

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

単一列で13シリンダーを有する、2ストローク定圧ターボチャージャー付きの内燃エンジンであって、

少なくとも1つの排気ガスリザーバーと、少なくとも2つのターボチャージャーと、少なくとも1つの細長い排出空気リザーバーを備える排出空気システムと、を更に有し、

各々のシリンダーは、前記排出空気リザーバーに接続された排出空気入口と、前記少なくとも1つの排気ガスリザーバーへと導く排気通路と、を有し、前記ターボチャージャーは、そのタービン側で前記排気ガスリザーバーと接続され、そのコンプレッサ側で前記排出空気リザーバーと接続されており、前記エンジンは、前記エンジンシリンダーC1〜C

13の点火シーケンス (n1〜n13) を有する、該エンジンにおいて、

前記13個のシリンダーは、少なくとも次の3つの要求 (a) 乃至 (c) 、即ち、第4次成分のガスパルスに対して、

【数1】

$$a) V_{Gas}(4) = \left| \sum_{n=1}^{n=13} F(n) \cdot (\sin(4(\omega t + \varphi_n)) + \sqrt{-1} \cdot \cos(4(\omega t + \varphi_n))) \right| < 1.8$$

第5次成分のガスパルスに対して、

【数 2】

$$b) V_{Gas}(5) = \left| \sum_{n=1}^{n=13} F(n) \cdot (\sin(5(\omega t + \varphi_n)) + \sqrt{-1} \cdot \cos(5(\omega t + \varphi_n))) \right| < 1.8$$

第 6 次成分のガスパルスに対して、

【数 3】

$$c) V_{Gas}(6) = \left| \sum_{n=1}^{n=13} F(n) \cdot (\sin(6(\omega t + \varphi_n)) + \sqrt{-1} \cdot \cos(6(\omega t + \varphi_n))) \right| < 1.8$$

が合致されるような点火シーケンス (n 1 ~ n 1 3) を有しており、ここで、n はシリンダー番号、 φ_n は、シリンダー n に関する点火角度であり、F (n) は、シリンダー C 1 における F (1) = 1 とシリンダー C 1 3 における F (1 3) = -1 との間のシリンダーの位置に関して線形補間された重み関数であり、|| は、ベクトルの長さを同定することを特徴とする、内燃エンジン。

10

【請求項 2】

前記 1 3 個のシリンダーは、次の要求 (d)、即ち、

【数 4】

$$d) V_{Nick}(1) = \left| \sum_{n=1}^{n=13} F(n) \cdot ((\sin(\omega t + \varphi_n) + \sqrt{-1} \cdot \cos(\omega t + \varphi_n))) \right| < 2.5$$

20

も合致されるような点火シーケンス (n 1 ~ n 1 3) を有しており、ここで、n はシリンダー番号、 φ_n は、シリンダー n に関する点火角度であり、F (n) は、シリンダー C 1 において F (1) = 0 であり、且つ、F (n) = F (n - 1) + (シリンダー C $n - 1$ の中心線からシリンダー C n の中心線までの距離 / シリンダー間の公称距離) である重み関数であり、|| は、ベクトルの長さを同定することを特徴とする、請求項 1 に記載の 2 ストローク定圧ターボチャージャー付きの内燃エンジン。

【請求項 3】

前記 1 3 個のシリンダーは、次の要求 (e)、即ち、

【数 5】

$$e) V_{Nick}(2) = \left| \sum_{n=1}^{n=13} F(n) \cdot ((\sin(2(\omega t + \varphi_n)) + \sqrt{-1} \cdot \cos(2(\omega t + \varphi_n)))) \right| < 6.0$$

30

も合致されるような点火シーケンス (n 1 ~ n 1 3) を有しており、ここで、n はシリンダー番号、 φ_n は、シリンダー n に関する点火角度であり、F (n) は、シリンダー C 1 において F (1) = 0 であり、且つ、F (n) = F (n - 1) + (シリンダー C $n - 1$ の中心線からシリンダー C n の中心線までの距離 / シリンダー間の公称距離) である重み関数であり、|| は、ベクトルの長さを同定することを特徴とする、請求項 1 又は 2 に記載の 2 ストローク定圧ターボチャージャー付きの内燃エンジン。

【請求項 4】

前記点火シーケンスは、次表

40

【表 1】

No.	シリンダーC1乃至C13のための点火シーケンス												
1	1	4	11	10	6	2	8	12	7	3	5	13	9
2	1	5	13	9	4	2	11	10	6	3	7	12	8
3	1	6	10	11	4	2	9	12	5	3	7	13	8
4	1	6	10	11	4	2	9	13	5	3	7	12	8
5	1	6	11	10	4	2	9	13	5	3	7	12	8
6	1	6	12	9	2	5	10	11	4	3	8	13	7
7	1	6	13	8	2	5	11	10	4	3	9	12	7
8	1	7	12	9	2	4	11	10	5	3	8	13	6
9	1	7	12	9	2	5	11	10	4	3	8	13	6
10	1	7	13	8	2	5	10	11	4	3	9	12	6
11	1	7	13	8	2	5	12	9	4	3	10	11	6
12	1	8	13	6	2	7	11	9	3	4	10	12	5
13	1	8	13	7	2	5	11	10	4	3	9	12	6
14	1	8	13	7	2	5	12	9	3	4	10	11	6
15	1	8	13	7	2	5	12	9	3	4	11	10	6
16	1	8	13	7	2	5	12	9	4	3	11	10	6
17	1	8	13	7	2	5	12	10	3	4	9	11	6
18	1	8	13	7	2	6	10	11	3	4	9	12	5
19	1	8	13	7	2	6	11	9	3	4	10	12	5
20	1	8	13	7	2	6	11	10	4	3	9	12	5
21	1	8	13	7	2	6	12	9	3	4	10	11	5
22	1	9	11	7	2	6	13	8	3	4	10	12	5
23	1	9	11	7	2	6	13	8	4	3	10	12	5
24	1	9	12	7	2	5	13	8	3	4	10	11	6
25	1	9	12	7	2	5	13	8	3	4	11	10	6
26	1	9	12	7	2	5	13	8	4	3	10	11	6
27	1	9	12	7	2	6	11	10	3	4	8	13	5
28	1	9	12	7	2	6	11	10	3	5	8	13	4
29	1	9	12	7	2	6	13	8	3	4	10	11	5
30	1	9	12	7	2	6	13	8	3	4	11	10	5
31	1	9	13	5	2	7	12	8	3	4	11	10	6
32	1	9	13	6	2	7	11	8	4	3	12	10	5
33	1	9	13	6	2	7	12	8	3	4	10	11	5
34	1	9	13	6	2	7	12	8	3	4	11	10	5
35	1	9	13	6	2	7	12	8	3	5	10	11	4
36	1	9	13	6	2	7	12	8	4	3	11	10	5
37	1	10	13	5	2	7	12	8	3	4	11	9	6

10

20

30

40

の点火シーケンスNo. 1乃至No. 37からなるグループから選択されることを特徴とする、請求項1乃至3のいずれか1項に記載の2ストローク定圧ターボチャージャー付きの内燃エンジン。

【請求項5】

前記点火シーケンスは、前記2つの連続するシリンダーの点火の間の前記クランクシャフトの回転角度が $360^\circ/13$ という意味で均等であることを特徴とする、請求項1乃至

50

4のいずれか1項に記載の2ストローク定圧ターボチャージャー付きの内燃エンジン。

【請求項6】

前記点火シーケンスは、少なくとも2対の連続的に点火するシリンダーの点火工程の間の前記クランクシャフトの回転角度が $360^{\circ}/13$ とは異なるという意味で不均等であることを特徴とする、請求項1乃至4のいずれか1項に記載の2ストローク定圧ターボチャージャー付きの内燃エンジン。

【請求項7】

前記エンジンは、コンテナ船における主要推進エンジンであることを特徴とする、請求項1乃至6のいずれか1項に記載の2ストローク定圧ターボチャージャー付きの内燃エンジン。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、単一列の13シリンダー、少なくとも1つの排気ガスリザーバー、少なくとも2つのターボチャージャー、及び、少なくとも1つの細長い排出空気リザーバーを備えた排出空気システムを有する、2ストロークの定圧ターボチャージャー付き内燃エンジンに関する。各々のシリンダーは、排出空気リザーバーに接続された排出空気入口と、少なくとも1つの排気ガスリザーバーへと導く排気通路と、を有し、前記ターボチャージャーは、そのタービン側で排気ガスリザーバーと接続され、そのコンプレッサ側で排出空気システムに接続され、前記エンジンは、エンジンシリンダーC1～C13の点火シーケンス(n1～n13)を有する。

20

【背景技術】

【0002】

内燃エンジンの定圧ターボチャージャーは、個々のシリンダーからの排気ガス流れパルスが、多数の高い強度のガス流れパルスをシリンダーから等しい圧力で共通のガス流れへと膨張させることを可能にするのに十分に大きい体積の細長い圧力容器である、共通の排気リザーバーに、連係された排気通路を通して、該シリンダーから排気ガスを通過させることにより、均等化されるという原理に基づいている。

【0003】

ターボチャージャーのタービン部は、エンジンの負荷が一定であるとき、一定圧力で排気ガスを受け取る。これは、ターボチャージャーのコンプレッサ部からエンジンシリンダーの入口の排出空気システムへの入口空気の一定供給量を生じさせる。排気ガスリザーバーの圧力揺らぎは、ターボチャージャーのパワーの揺らぎを引き起こし、かくして、チャージ空気システムに充填される空気の分配量を不均一にし且つ変動させる。

30

【0004】

エンジンの入口側への排出空気の供給は、チャージ空気でシリンダーを充填する工程に影響を及ぼし、よって、シリンダーの燃料プロセス及び燃焼で発揮されたパワーに影響を及ぼす。13シリンダーを備える直列エンジンは、細長い長さを持ち、かくして、細長い排出空気リザーバーを有することになる。ターボチャージャーから供給されたチャージ空気における圧力変動は、ある程度まで、排出空気リザーバーにおいて圧力変動を引き起こし得る。しかし、排出空気リザーバーにおけるより大きな圧力変動は、シリンダーが、排出空気リザーバーからの排出及びチャージ空気を消費するパターンにより形成される。

40

【0005】

13シリンダーの2ストローク直列エンジンにおける問題点は、少なくとも1つの排出空気リザーバー内のガス圧力揺らぎが、空気を充填することに関してシリンダーの負荷の相違を引き起こすということである。これらの相違は、互いから一定距離に配置されたシリンダーの間で発生し、シリンダー内の燃焼で発揮されたパワーで望ましくない変動を引き起こし、これは、特に燃料の適用量の観点で、シリンダーの制御に影響を及ぼす。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

50

【0006】

本発明の目的は、エンジンが一定負荷で駆動しているとき、チャージ空気でシリンダーを充填する際の変動により引き起こされるエンジンシリンダーへの燃料適用量における揺らぎを最小にし又は回避することである。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記事実を鑑みて、本発明に係る、2ストローク定圧ターボチャージャー付きの内燃エンジンは、13個のシリンダーが、少なくとも次の3つの要求(a)乃至(c)、即ち、第4次成分のガスパルスに対して、

【0008】

【数1】

$$a) V_{GAS}(4) = \left| \sum_{n=1}^{n=13} F(n) \cdot (\sin(4(\omega t + \varphi_n)) + \sqrt{-1} \cdot \cos(4(\omega t + \varphi_n))) \right| < 1.8$$

第5次成分のガスパルスに対して、

【0009】

【数2】

$$b) V_{GAS}(5) = \left| \sum_{n=1}^{n=13} F(n) \cdot (\sin(5(\omega t + \varphi_n)) + \sqrt{-1} \cdot \cos(5(\omega t + \varphi_n))) \right| < 1.8$$

第6次成分のガスパルスに対して、

【0010】

【数3】

$$c) V_{GAS}(6) = \left| \sum_{n=1}^{n=13} F(n) \cdot (\sin(6(\omega t + \varphi_n)) + \sqrt{-1} \cdot \cos(6(\omega t + \varphi_n))) \right| < 1.8$$

が合致されるような点火シーケンス(n1～n13)を有することを特徴とする。ここで、nはシリンダー番号、 φ_n は、シリンダーnに関する点火角度であり、F(n)は、シリンダーC1におけるF(1)=1とシリンダーC13におけるF(13)=-1との間のシリンダーの位置に関して線形補間された重み関数であり、||は、ベクトルの長さを同定する。ベクトルの長さは、生成された正弦成分の2乗と生成された余弦成分の2乗との総和の平方根として、従来の態様で計算されている。

【0011】

点火シーケンスが、上記要求に従うとき、排出空気リザーバーにおける圧力揺らぎの形成のための主要源は、シリンダーへの燃料供給が排出空気圧力揺らぎにより影響を及ぼされないような低いレベルにまで最小化された。上記要求を満足する点火シーケンスは、排出空気リザーバーにおいてあまり大きくない空気の圧力揺らぎを形成するシーケンスで、シリンダーが排出空気リザーバーからの排出及びチャージ空気を消費することをもたらす。

【0012】

好ましい実施例では、上記13個のシリンダーは、次の要求(d)、即ち、

【0013】

【数4】

$$d) V_{Nick}(1) = \left| \sum_{n=1}^{n=13} F(n) \cdot ((\sin(\omega t + \varphi_n) + \sqrt{-1} \cdot \cos(\omega t + \varphi_n))) \right| < 2.5$$

も合致されるような点火シーケンス(n1～n13)を有することを特徴とする。ここで、nはシリンダー番号、 φ_n は、シリンダーnに関する点火角度であり、F(n)は、シリンダーC1においてF(1)=0であり、且つ、F(n)=F(n-1)+(シリンダーC_{n-1}の中心線からシリンダーC_nの中心線までの距離/シリンダー間の公称距離)

10

20

30

40

50

である重み関数であり、 $||$ は、ベクトルの長さを同定する。シリンダー間の公称距離は、シリンダー間にチェーン伝導機構を持っていないシリンダーの間の距離であり、典型的には、シリンダーC 1及びC 2の中心線の間の距離である。

【0014】

13シリンダーの2ストロークエンジンとしての長い直列エンジンは、典型的には、船内の推進エンジンとして使用される。要求(a)乃至(c)に従って点火シーケンスを設計することにより得られる利点は、要求(d)を満足させることによって更に向上する。要求(d)は、所謂ニックモーメントが減少される利点を更に提供する。ニックモーメントは、タイロッド及び主要ベアリングで作用する垂直力の、シリンダーに亘って重み付けられた総和である。このニックモーメントは、垂直平面内で、エンジン及び船体の望ましくない振動を惹起する傾向を持つ。

10

【0015】

更なる実施例では、上記13個のシリンダーは、次の要求(e)、即ち、

【0016】

【数5】

$$e) \quad V_{Nick}(2) = \left| \sum_{n=1}^{n=13} F(n) \cdot (\sin(2(\omega t + \varphi_n)) + \sqrt{-1} \cdot \cos(2(\omega t + \varphi_n))) \right| < 6.0$$

も合致されるような点火シーケンス(n 1～n 13)を有しており、ここで、nはシリンダー番号、 φ_n は、シリンダーnに関する点火角度であり、F(n)は、シリンダーC 1においてF(1)=0であり、且つ、 $F(n) = F(n-1) + (\text{シリンダーC}_{n-1} \text{の中心線からシリンダーC}_n \text{の中心線までの距離} / \text{シリンダー間の公称距離})$ である重み関数であり、 $||$ は、ベクトルの長さを同定する。第2次成分のニックモーメントは、タイロッド及び主要ベアリングで作用する第2次成分の垂直力の、シリンダーに亘って重み付けられた総和である。これらの第2次成分のニックモーメントは、望ましくない垂直振動を惹起し得る。上述した要求(d)及び(e)の両方が満足されるような点火シーケンス(n 1～n 13)を備えた13個のシリンダーでエンジンを作ることにも可能となり、これによって、垂直船体振動に関するニックモーメントの影響が最小になる。

20

【0017】

上記点火シーケンスは、2つの連続するシリンダーの点火の間のクランクシャフトの回転角度が360°/13という意味で均等になることができる。この固定サイズ角度は、エンジンの全てのシリンダーに対して使用される。特定のエンジン設置において特別の問題が存在する場合、少なくとも2対の連続的に点火するシリンダーの点火工程の間のクランクシャフトの回転角度が360°/13とは異なるという意味で不均等である、点火シーケンスを使用することにより、振動パターンを微調整することも可能となる。

30

【0018】

本発明の実施例における例は、概略的に示された図面を参照する次の説明において、より詳細に記載されている。

【実施例】

【0019】

40

図1には、13シリンダーを有する大型2ストローク定圧ターボチャージャー付きのクロスヘッド式内燃エンジンを通した断面図が示されている。当該エンジンは、例えば、マンB&Wディーゼル製及びMC又はME式であるか、又は、サルズァーRTフレックス又はサルツァーRTA式のヴェルトシレ製のいずれかであり得る。これらのシリンダーは、例えば、60cm乃至120cm、好ましくは、80cm乃至120cmの範囲にあるボアを持つことができる。当該エンジンは、例えば、シリンダー当たり3000kW乃至8000kWの範囲のパワー、好ましくは、シリンダー当たり4000kW乃至7000kWの範囲のパワーを持つことができる。各々のシリンダーC 1～C 13は、典型的には、その下側端部に一列の排出空気ポート2を備えたシリンダーライナー1と、シリンダーの頂部に配置された排気バルブ4を備えるシリンダーカバー3と、を有する。

50

【0020】

ピストン5は、ピストンロッド6上に取り付けられ、該ピストンロッドは、クロスヘッド7及び接続ロッド8を介して、クランクシャフト10上のクランクピン9と接続される。クランクシャフトジャーナル11は、ベッドプレート12内に取り付けられた主要ベアリング内に配置されている。

【0021】

クロスヘッドは、垂直延在案内平面上を摺動する、案内シュー13により横断方向に支持されている。案内平面は、エンジンの静止Aフレーム14に固定されている。シリンダー区分15は、Aフレームの頂部上に取り付けられている。

【0022】

シリンダーカバー3は、カバースタッド16によりシリンダー区分に固定されている。タイロッド17は、シリンダー区分から下方にベッドプレートへと延在し、それらは、シリンダー区分15をベッドプレート12に固定する。各シリンダー区分上で作用する典型的には4つのタイロッド17が存在し、該タイロッドからの下方への力の総和は、シリンダー内の燃焼チャンバーの燃焼により発揮された最大圧力により引き起こされるシリンダーカバー上で上方に向く力を超える。

【0023】

排気ガスダクト18が、排気バルブの領域で個々のシリンダーから延在し、一定数のシリンダーに共通する排気ガスリザーバー19へと開口する。エンジンは、全てのシリンダーに共通した単一の排気ガスリザーバーのみを持ち得る。又は、当該エンジンは、互いの延長上で端部同士を接続して配置され、典型的にはガス流れ通路を通して相互接続された、例えば2又は3の複数の排気ガスリザーバーを持つこともできる。

【0024】

排気ガスリザーバーは、円柱断面を備えた圧力容器である。排気ガスダクト18は、排気リザーバー19内に延在し、排気バルブが開放されたとき、連係する燃焼チャンバーから排気ガスを分配する。排気ガスリザーバーでは、排気ガスダクトから放出された排気ガスパルスにより引き起こされた排気ガスリザーバーの圧力変動は、より均等な圧力へと均一化される。

【0025】

排気ガスが、ターボチャージャーのタービン部22を通して、排気通路21を介して流れることができる態様で、4つのターボチャージャー20が、排気ガスリザーバー19に接続されている。該タービン部では、該排気ガスが、ターボチャージャーのコンプレッサ部24に配置されたコンプレッサ車輪のための駆動シャフトに取り付けられているタービン車輪のための駆動媒体として作用する。コンプレッサ部23は、空気流れ通路24を介して矢印Aの方向に、及び、可能な場合には、入口空気クーラー25を介して排出空気システム26へと圧縮空気を分配することができる。

【0026】

排出空気システムは、幾つかの又は全てのシリンダーに共通した、少なくとも1つの排出空気リザーバー27と、シリンダーにより消費されるべき空気で入口空気チャンバーを充填するため入口空気が矢印Bの方向に流れることができるように、排出空気リザーバーを入口空気チャンバー29に接続する、個々のシリンダーに対して設けられた流れ通路28と、を備える。排出空気リザーバーは、断面が円形である円柱形状を備えた圧力容器である。チェックバルブ31は、排出空気リザーバー27の下側部分の空気入口のところに設けられている。

【0027】

入口空気は、排出空気及びチャージ空気の両方に言及されている。入口空気は、同一のものである。しかし、2ストロークエンジンに対しては、排気バルブが開放されている間に、燃焼生産物のため燃焼チャンバーを排出する（クリーンにする）べく入口空気が必要とされ、排気バルブの閉鎖後には、次の燃焼プロセスのためシリンダーを充填するため当該入口空気が必要とされる。入口空気チャンバー29は、排出空気ポート2を備えたシリ

10

20

30

40

50

ンダーライナー 1 の下側部分を、取り巻いている。

【0028】

2 ストロークサイクルの燃焼サイクルの間、ピストン 5 は、該ピストンが下死点位置でシリンダーライナーの最下側部に配置されるまで下方向に移動される。該下死点位置では、該ピストンの上側表面が排出空気ポート 2 の下方に配置されている。この下方向への移動の間ピストンが排出空気ポートを通過する瞬間には、入口空気チャンバー 29 からの空気は、シリンダーへと流れ込み、前記チャンバー内で圧力低下を引き起こし、シリンダー内へと導く流れ通路 28 の近傍の局所領域における排出空気リザーバー内にも圧力低下を引き起こす。

【0029】

排出空気リザーバー内の、空気消費及びこれに関連した局所圧力低下は、排出空気リザーバーの長さに沿って分布された流れ通路 28 で発生する。シリンダーは、エンジンの点火シーケンスに依存した時刻で連続的な態様で空気を消費する。入口空気のシリンダーへの分配は、時間及び場所の両方に関して変動するので、排出空気リザーバー内部の空気は、揺らぎを生じ得る。排出空気リザーバー内部の長さ方向のガス圧力波の自然の周波数は、とりわけ、リザーバーの長さに依存している。

【0030】

図 5 に示された排出空気リザーバーは、エンジンの全てのシリンダーに共通しており、その結果、エンジンの完全な長さに沿って延在する。排出空気リザーバー内の空気揺らぎの最低の自然周波数は、所謂、第 1 のモードのガスパルスに対応し、該パルスでは、リザーバー端部の圧力が逆移送であり、最大速度変化は、リザーバーの中央部で発生する。第 1 のモードのガスパルスは、図 5 の曲線 a により図示されている。第 2 のモードのガスパルスは、図 5 の曲線 b により図示されている。第 1 のモードのガスパルスは、単一ノード 32 を有し、第 2 のモードのガスパルスは、2 つのノード 32 を有し、即ち、モード数のあらゆる増分に対して一つのノードが追加されていく。

【0031】

排出空気リザーバー内でガスの動的振動を励起するため空気の連続的な消費の能力は、エンジンの点火シーケンス及び現在のエンジン速度に依存する。圧力波の周波数がガスパルスの特定のモードに対する自然周波数と一致する場合には、かなり大きい圧力波の揺らぎが発生し得る。これらの望ましくない圧力揺らぎは、シリンダー、特に、関連する振動の次数においてノード 32 から最大の距離に配置されたシリンダーの充填に影響を及ぼし得る。

【0032】

端部間同士の関係に一方を他方の後に配置された幾つかのリザーバー区分へと、排出空気リザーバーを分割することは、勿論、可能である。これが個々の排出空気リザーバーの長さを変化させるが、それは、圧力揺らぎの問題を解決しない。第 1 に当該揺らぎがなおも発生するからであり、第 2 には、それと同時に、分割は、全てのシリンダーに共通した単一の排出空気リザーバーと同様に変動を均一にすることができないので、個々のターボチャージャーから分配された空気の量において可能となる変動を、より優勢にするからである。

【0033】

上述した要求 (a) 乃至 (c) に従って点火シーケンスを選択することにより、シリンダーが排出空気リザーバーからの空気を消費するシーケンスは、排出空気パルスに起因したシリンダーの充填における変動が非常に小さいので該変動がシリンダーのための燃料セッティングの調整をかき乱さないようになる。

【0034】

当該要求を満たす点火シーケンスの例は、次の通りに与えることができる。

【0035】

10

20

30

40

【表 1】

No.	シリンダーC1乃至C13のための点火シーケンス												
1	1	4	11	10	6	2	8	12	7	3	5	13	9
2	1	5	13	9	4	2	11	10	6	3	7	12	8
3	1	6	10	11	4	2	9	12	5	3	7	13	8
4	1	6	10	11	4	2	9	13	5	3	7	12	8
5	1	6	11	10	4	2	9	13	5	3	7	12	8
6	1	6	12	9	2	5	10	11	4	3	8	13	7
7	1	6	13	8	2	5	11	10	4	3	9	12	7
8	1	7	12	9	2	4	11	10	5	3	8	13	6
9	1	7	12	9	2	5	11	10	4	3	8	13	6
10	1	7	13	8	2	5	10	11	4	3	9	12	6
11	1	7	13	8	2	5	12	9	4	3	10	11	6
12	1	8	13	6	2	7	11	9	3	4	10	12	5
13	1	8	13	7	2	5	11	10	4	3	9	12	6
14	1	8	13	7	2	5	12	9	3	4	10	11	6
15	1	8	13	7	2	5	12	9	3	4	11	10	6
16	1	8	13	7	2	5	12	9	4	3	11	10	6
17	1	8	13	7	2	5	12	10	3	4	9	11	6
18	1	8	13	7	2	6	10	11	3	4	9	12	5
19	1	8	13	7	2	6	11	9	3	4	10	12	5
20	1	8	13	7	2	6	11	10	4	3	9	12	5
21	1	8	13	7	2	6	12	9	3	4	10	11	5
22	1	9	11	7	2	6	13	8	3	4	10	12	5
23	1	9	11	7	2	6	13	8	4	3	10	12	5
24	1	9	12	7	2	5	13	8	3	4	10	11	6
25	1	9	12	7	2	5	13	8	3	4	11	10	6
26	1	9	12	7	2	5	13	8	4	3	10	11	6
27	1	9	12	7	2	6	11	10	3	4	8	13	5
28	1	9	12	7	2	6	11	10	3	5	8	13	4
29	1	9	12	7	2	6	13	8	3	4	10	11	5
30	1	9	12	7	2	6	13	8	3	4	11	10	5
31	1	9	13	5	2	7	12	8	3	4	11	10	6
32	1	9	13	6	2	7	11	8	4	3	12	10	5
33	1	9	13	6	2	7	12	8	3	4	10	11	5
34	1	9	13	6	2	7	12	8	3	4	11	10	5
35	1	9	13	6	2	7	12	8	3	5	10	11	4
36	1	9	13	6	2	7	12	8	4	3	11	10	5
37	1	10	13	5	2	7	12	8	3	4	11	9	6

10

20

30

40

参照された点火シーケンスNo. 1では、シリンダーC1乃至C13は、シーケンス1
 4 11 10 6 2 8 12 7 3 5 13 9で点火される。該点火シー
 ケンスは、クランクロー33が当該点火シーケンスを得るため必要とされる角度パター
 ンを指し示すクランクシャフト10によって、エンジン内で実施される。点火シーケンス
 は、クランクシャフトの設計により決定される。図3は、均等な点火シーケンス、即ち、
 点火の間に360°/13の規則的な（均等な）角度インターバルを備えた点火シーケン

50

スとして、点火シーケンス No. 1 のため要求されるパターンを示している。各々のクランクスロー 33 は、2つのクランクアーム 34 と、クランクピン 9 と、を備え、クランクシャフトジャーナル 11 は、クランクスローを完全なクランクシャフトへと連結する。クランクシャフトジャーナルは、該クランクシャフトの中心ライン 35 に沿って整列され、それらは、ベッドプレート 12 の主要ベアリング内に支持されている。

【0036】

シリンダー間の距離 1 は、図 3 に示されたクランクシャフトを通して一定である。そのようなクランクシャフトは、シリンダーの間に配置されたチェーン伝導機構を持っていないエンジンのためのものであり、例えば、燃料ポンプ及び排気バルブを作動するためのカムシャフト無しの電子制御式エンジン、ME 型式のエンジン等である。図 2 に示されたエンジンでは、チェーン伝導機構は、シリンダー C7 及び C8 の間に設置されており、その結果、これらのシリンダーの間の距離 12 は、他のシリンダーの間の距離 1 よりも大きくなる。

【0037】

図 3 のクランクシャフトのクランクスロー 33 の間の夫々の角度は、図 4 にも示されている。不規則な点火シーケンス、即ち、連続する点火シリンダーの、少なくとも 2 つの対、可能性として複数の対の点火の間の角度インターバルが、 $360^\circ / 13$ から逸脱するという意味で不均等である点火シーケンスを使用することも可能である。ほんの数度の逸脱が、エンジンの異なる振動パターンで発生し得る。そのような不規則な点火シーケンスは、エンジンの結果として生じた振動特性のきめ細かいチューニングのために有用となり得る。排出空気リザーバー内のガスパルスに関して、それは、ガスパルスの有利に低いレベルを得るため重要性を持つようなものであり、点火シーケンスが規則的であるか、不規則であるかは、重要ではない。

【0038】

特定の点火シーケンスが、個々の要求 (a) 乃至 (c) 及び更なる要求 (d) 乃至 (e) を満たすか否かの計算方法は、典型的には、マン B & W ディーゼルにより発展された、PROFIR 等のコンピュータプログラムにより、又は、ニューヨーク、ウィーンのスプリンガー・ヴェルラッグにより公表された、H. マース/H. クリアー及び K. E. ハフナー/H. マースの「ベルブレヌングクラフトマシーン (Verbrennungskraftmaschine)」に開示されたようなテキストブックプログラムによって、電子的に実行される。

【0039】

これらの計算は、図 2 に示された 13 シリンダーエンジンに関して次に例示されたものにある。当該エンジンは、MAN B & W 製ディーゼルで MC 型式を持ち、より詳しくは、0.98 m のシリンダーボアと、1.75 m の公称シリンダー距離とを有する、13 K 98 MC 型式である。シリンダー C1 及び C13 の垂直中心線の間の全体長さは、22.3 m であり、チェーン伝導機構は、シリンダー C7 及び C8 の間に配置されている。チェーン伝導機構は、1.3 m の距離を占めており、それにより、シリンダー C7 及び C8 の間に生じた距離は、 $12 = 3.05 \text{ m}$ である。上述した点火シーケンス No. 1、

4 11 10 6 2 8 12 7 3 5 13 9 の場合には、次の値が計算される。

【0040】

シリンダー C1 乃至 C13 のための点火角度は、 0° 、 138.5° 、 249.2° 、 27.7° 、 276.9° 、 110.8° 、 221.5° 、 166.2° 、 332.3° 、 83.1° 、 55.4° 、 193.8° 及び 304.6° である。

【0041】

ガスパルスの計算のために、 $F(n)$ の次の値が、シリンダー C1 における $F(1) = 1$ 及びシリンダー C13 における $F(13) = -1$ の間のシリンダー位置に関して線形補間されることにより見出される。即ち、 $F(1) = 1$ 、 $F(2) = 0.84305$ 、 $F(3) = 0.6861$ 、 $F(4) = 0.52915$ 、 $F(5) = 0.3722$ 、 $F(6) = 0.2152$ 、 $F(7) = 0.0583$ 、 $F(8) = -0.2152$ 、 $F(9) = -0.$

10

20

30

40

50

3 7 2 2、 $F(10) = -0.5291$ 、 $F(11) = -0.6861$ 、 $F(12) = -0.843$ 、及び、 $F(13) = -1$ である。シリンダーの位置は、シリンダーC1及びC13の中心線の間全距離により割られた、エンジンの長さ方向におけるシリンダーC1からシリンダーCnの距離として計算されている。その結果、 $F(n)$ は、 $1-2x$ に等しい（シリンダーC1からシリンダーCnの距離／シリンダーC1からシリンダーC13までの全距離）。

【0042】

式(a)乃至(e)のベクトル和における ωt の値に関して、生じたベクトルの長さが時間に関して独立しているので、ベクトルの長さを、値 $t=0$ の場合で計算することができる。

10

【0043】

要求(a)で規定された第4次成分のガス力のための値に関して、夫々のシリンダーのために $F(n)$ で乗算された正弦成分は、次の通りとなる。即ち、 $C1=0$ 、 $C2=-0.2018$ 、 $C3=-0.6811$ 、 $C4=0.49476$ 、 $C5=0.17297$ 、 $C6=0.21368$ 、 $C7=0.01395$ 、 $C8=0.17714$ 、 $C9=0.34801$ 、 $C10=0.24591$ 、 $C11=0.45497$ 、 $C12=-0.6938$ 、 $C13=-0.6631$ となり、正弦成分の総和は、 -0.118 となる。

【0044】

夫々のシリンダーのために式(a)の $F(n)$ で乗算された余弦成分は、次の通りとなる。即ち、 $C1=1$ 、 $C2=-0.8186$ 、 $C3=0.0827$ 、 $C4=-0.1876$ 、 $C5=0.32956$ 、 $C6=0.02595$ 、 $C7=-0.0566$ 、 $C8=-0.1223$ 、 $C9=0.13198$ 、 $C10=-0.4685$ 、 $C11=0.51355$ 、 $C12=-0.4789$ 、 $C13=0.74851$ であり、及び、余弦成分の総和は、 0.700 である。その結果、生じたベクトルの長さは、 $(-0.118 \times -0.118 + 0.7 \times 0.7)$ の平方根 $=0.71$ であり、これは、 1.8 の値より十分に低い。

20

【0045】

要求(b)で規定された第5次成分のガス力のための値に関して、夫々のシリンダーのための $F(n)$ で乗算された正弦成分は次の通りである。即ち、 $C1=0$ 、 $C2=-0.3918$ 、 $C3=0.16419$ 、 $C4=0.35089$ 、 $C5=-0.3063$ 、 $C6=-0.0515$ 、 $C7=0.02709$ 、 $C8=-0.2013$ 、 $C9=0.24681$ 、 $C10=-0.4355$ 、 $C11=0.6811$ 、 $C12=0.78826$ 、 $C13=-0.9927$ であり、余弦成分の総和は、 -0.12 である。

30

【0046】

夫々のシリンダーのために式(b)の $F(n)$ で乗算された余弦成分は、次の通りとなる。即ち、 $C1=1$ 、 $C2=0.74648$ 、 $C3=-0.6662$ 、 $C4=-0.3961$ 、 $C5=0.21143$ 、 $C6=-0.209$ 、 $C7=0.05162$ 、 $C8=0.07633$ 、 $C9=0.27859$ 、 $C10=-0.3006$ 、 $C11=-0.0827$ 、 $C12=0.29895$ 、 $C13=-0.1205$ であり、及び、余弦成分の総和は、 0.89 である。その結果、生じたベクトルの長さは、 0.89 であり、これは、 1.8 の値より十分に低い。

40

【0047】

要求(c)で規定された第6次成分のガス力のための値に関して、夫々のシリンダーのための $F(n)$ で乗算された正弦成分は次の通りである。即ち、 $C1=0$ 、 $C2=0.78826$ 、 $C3=0.56465$ 、 $C4=0.12663$ 、 $C5=-0.2468$ 、 $C6=-0.1771$ 、 $C7=-0.0545$ 、 $C8=0.21368$ 、 $C9=0.08907$ 、 $C10=-0.3509$ 、 $C11=0.31885$ 、 $C12=-0.8369$ 、 $C13=-0.4647$ であり、正弦成分の総和は、 -0.0298 である。

【0048】

夫々のシリンダーのために式(c)の $F(n)$ で乗算された余弦成分は、次の通りとなる。即ち、 $C1=1$ 、 $C2=-0.2989$ 、 $C3=0.38975$ 、 $C4=-0.51$

50

38、 $C5 = -0.2786$ 、 $C6 = 0.12227$ 、 $C7 = -0.0207$ 、 $C8 = -0.0259$ 、 $C9 = 0.36138$ 、 $C10 = 0.39607$ 、 $C11 = -0.6075$ 、 $C12 = -0.1016$ 、 $C13 = -0.8855$ であり、及び、余弦成分の総和は、 -0.46 である。その結果、生じたベクトルの長さは、 0.46 であり、これは、 1.8 の値より十分に低い。

【0049】

要求(d)及び(e)に関連したニックモーメントの計算のために、 $F(n)$ の値は次の態様で計算された。即ち、 $F(n) = F(n-1) + (\text{シリンダー } C_n - 1 \text{ の中心線のシリンダー } C_n \text{ の中心線までの距離} / \text{シリンダー間の公称距離})$ である。シリンダー間の公称距離は、シリンダー間にチェーン伝導機構を有していない、2つの隣接するシリンダーの垂直中心線の間の水平距離である。エンジンに、カムシャフトのためのチェーン伝導機構が備え付けられているとき、このチェーン伝導機構は、典型的には、エンジンの中央部に配置されている。その結果、通常の場合には、シリンダー間の公称距離を、シリンダー $C1$ 及び $C2$ の間の距離等の、エンジンの端部領域におけるシリンダーの間の距離として、同定することができる。上述したエンジンのために、次の値が乱される。即ち、 $F(1) = 0$ 、 $F(2) = 1$ 、 $F(3) = 2$ 、 $F(4) = 3$ 、 $F(5) = 4$ 、 $F(6) = 5$ 、 $F(7) = 6$ 、 $F(8) = 8.74286$ 、 $F(9) = 8.74286$ 、 $F(10) = 9.74286$ 、 $F(11) = 10.7429$ 、 $F(12) = 11.7429$ 、及び、 $F(13) = 12.7429$ である。

【0050】

要求(d)における第1次成分のニックモーメントに対する値に関して、夫々のシリンダーのための $F(n)$ で乗算された正弦成分は、次の通りとなる。即ち、 $C1 = 0$ 、 $C2 = 0.66312$ 、 $C3 = -1.87$ 、 $C4 = 1.39417$ 、 $C5 = -3.9708$ 、 $C6 = 4.67508$ 、 $C7 = -3.9787$ 、 $C8 = 1.85299$ 、 $C9 = -4.063$ 、 $C10 = 9.67182$ 、 $C11 = 8.8412$ 、 $C12 = -2.8102$ 、 $C13 = -10.487$ となり、及び、正弦成分の総和は、 -0.08 となる。

【0051】

夫々のシリンダーのために式(d)の $F(n)$ で乗算された余弦成分は、次の通りとなる。即ち、 $C1 = 0$ 、 $C2 = -0.7485$ 、 $C3 = -0.7092$ 、 $C4 = 2.65637$ 、 $C5 = 0.48215$ 、 $C6 = -1.773$ 、 $C7 = -4.4911$ 、 $C8 = -7.5179$ 、 $C9 = 7.74142$ 、 $C10 = 1.17437$ 、 $C11 = 6.10264$ 、 $C12 = -11.402$ 、 $C13 = 7.23877$ であり、及び、余弦成分の総和は、 -1.25 である。その結果、生じたベクトルの長さは、 1.245 であり、これは、 2.5 の値より十分に低い。

【0052】

要求(e)における第2次成分のニックモーメントに対する値に関して、夫々のシリンダーのための $F(n)$ で乗算された正弦成分は、次の通りとなる。即ち、 $C1 = 0$ 、 $C2 = -0.9927$ 、 $C3 = 1.32625$ 、 $C4 = 2.46895$ 、 $C5 = -0.9573$ 、 $C6 = -3.3156$ 、 $C7 = 5.95625$ 、 $C8 = -3.5983$ 、 $C9 = -7.1952$ 、 $C10 = 2.33162$ 、 $C11 = 10.0447$ 、 $C12 = 5.45718$ 、 $C13 = -11.915$ となり、及び、正弦成分の総和は、 -0.39 となる。

【0053】

夫々のシリンダーのために式(e)の $F(n)$ で乗算された余弦成分は、次の通りとなる。即ち、 $C1 = 0$ 、 $C2 = 0.12054$ 、 $C3 = -1.497$ 、 $C4 = 1.70419$ 、 $C5 = -3.8838$ 、 $C6 = -3.7426$ 、 $C7 = 0.72322$ 、 $C8 = 6.85596$ 、 $C9 = 4.96651$ 、 $C10 = -9.4597$ 、 $C11 = -3.8095$ 、 $C12 = 10.3978$ 、 $C13 = -4.5187$ であり、及び、余弦成分の総和は、 -2.14 である。その結果、生じたベクトルの長さは、 2.178 であり、これは、 6.0 の値より十分に低い。

【0054】

ニックモーメントを生成する力は、図6に示されている。シリンダー13が燃焼シーケンスを実行するとき、シリンダー上で上方向に作用する力は、シリンダー部をベッドプレートに接続する4つのタイロッド内で上方向に向いた力36を生じさせる。それと同時に、シリンダー13と連係された主要ベアリングは、下方向に向き付けられた押し付け力37を受ける。類似の力が、他のシリンダーが点火される時、当該他のシリンダーで発生する。これらの垂直に作用する力は、垂直振動を導入することができる態様で、エンジン及びエンジン支持構造部上に作用する、所謂ニックモーメントを生成する。これらの垂直振動は、特にエンジンがコンテナ船の主要推進エンジンであるとき、負の影響を持ちかねない。当該ニックモーメントは、非常に望ましくない特徴を持つ船体振動を惹起し得るからである。本発明に係るエンジンは、ニックモーメントの大きさを制限する点火シーケンスを持ち、その結果、当該エンジンは、典型的に、長い船体を持ち、且つ、その主要エンジンが、高い値の積荷を輸送するとき要求される高速度で船を推進するため非常に大きなパワーを生成することを要求する、コンテナ船で使用する上で特に適したものとなる。エンジンシリンダーの様々な異なる充填工程の問題、高いパワーを持つエンジンに特に関連する問題を解決することに加えて、本発明に係るエンジンは、これと同時にコンテナ船の推進に属する主要な振動問題の一つを解決する。

【0055】

以下の表2は、他の上述した点火シーケンスの幾つかの関連する振動値を与えている。当該点火シーケンスは、上述したシーケンスの附番に従って、FS 1等と附番されている。当該表は、要求(a)乃至要求(e)の各々に従ったベクトル長さを表している。

【0056】

【表2】

FS No.	a) G4	b) G5	c) G6	d) N1	e) N2
1	0.71	0.9	0.46	1.248	2.178
3	0.26	0.95	0.56	1.049	2.004
7	0.63	0.28	0.11	0.869	1.936
12	0.89	0.35	0.19	0.917	1.303
17	0.42	0.73	0.09	0.392	2.316
24	0.39	0.81	0.68	1.154	0.438
25	0.35	0.64	0.98	0.894	0.856
29	0.39	0.63	0.48	0.864	0.046
37	0.73	0.87	0.93	0.894	2.259

上記した実施例に修正をなすことが可能である。例えば2又は3つのターボチャージャー、及び、4つより多い数のターボチャージャー等、エンジン上で別の個数のターボチャージャーを使用することも可能である。エンジンフレームは、任意の適切な形状を持つことができ、シリンダー区分は、フレーム内で統合化することができる。排出空気リザーバー及び可能ならば排気ガスリザーバーも、円形とは異なる断面形状を持つことができる。排出空気システムは、水ミストコレクター等、説明したものに加えて他の更なる要素を備えることができる。シリンダーは、必ずしも、エンジンの前方端部でC1と附番され、後方端部でC13と附番される必要はない。それらは、同様に、後方端部でC1と附番し、前方端部でC13と附番することもできる。船内の主要エンジンの代替例として、該エンジンを、パワープラント内の静止エンジンとして利用することができる。

【0057】

上記要求に対して上述した基準より厳しい基準を設定することも可能である。ガスパルスに関して、要求(a)は、 $V_{gas}(4) < 1.2$ 又は $V_{gas}(4) < 1.0$ とすることができる。ガスパルスに関して、要求(b)は、 $V_{gas}(5) < 1.2$ 又は $V_{gas}(5) < 1.0$ に限定することができ、ガスパルスに関して、要求(c)は、 V_{gas}

(6) < 1.2 又は $V_{gas}(6) < 1.0$ に限定することができる。要求 (d) は、 $V_{nick}(1) < 1.5$ 又は $V_{nick}(1) < 1.3$ に限定することができ、要求 (e) は、 $V_{nick}(2) < 3.0$ 又は $V_{nick}(2) < 2.5$ に限定することができる。これらのより厳しい要求は、所望の態様に従って、個別に又は組み合わせて適用することができる。より厳しい要求は、要求を満足させる点火シーケンスの数を減少させるが、これと同時に、それらは、より好ましい振動特性さえ有する 13 シリンダーエンジンをもたらす。

【図面の簡単な説明】

【0058】

【図 1】 図 1 は、本発明に係る 13 シリンダーを備えた 2 ストロークエンジンの断面図である。

10

【図 2】 図 2 は、図 1 のエンジンの側面図である。

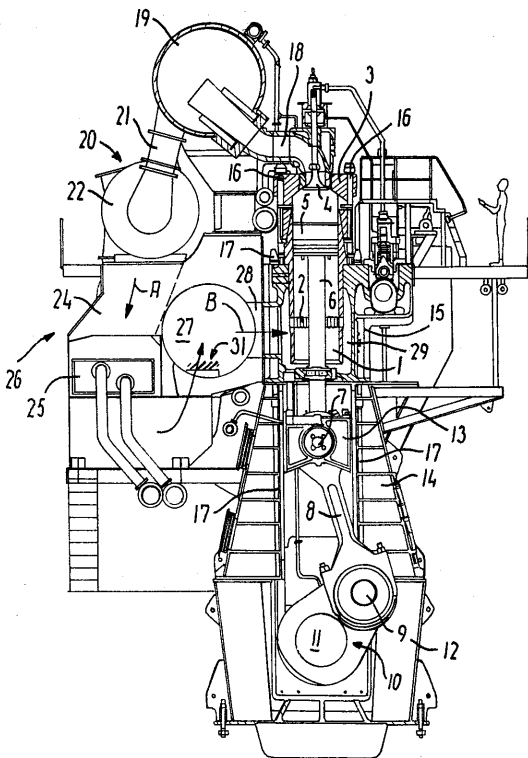
【図 3】 図 3 は、図 1 のエンジンのためのクランクシャフトの斜視図である。

【図 4】 図 4 は、図 3 のクランクシャフトに連係されたシリンダーのための点火シーケンスの概略図である。

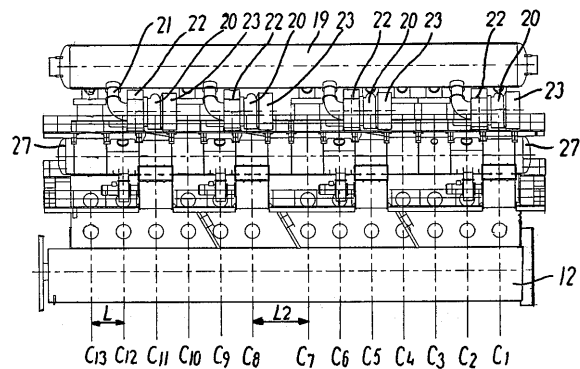
【図 5】 図 5 は、排出空気リザーバーにおける異なるモードのガスパルスの概略図である。

【図 6】 図 6 は、ニックモーメントを引き起こす力の概略図である。

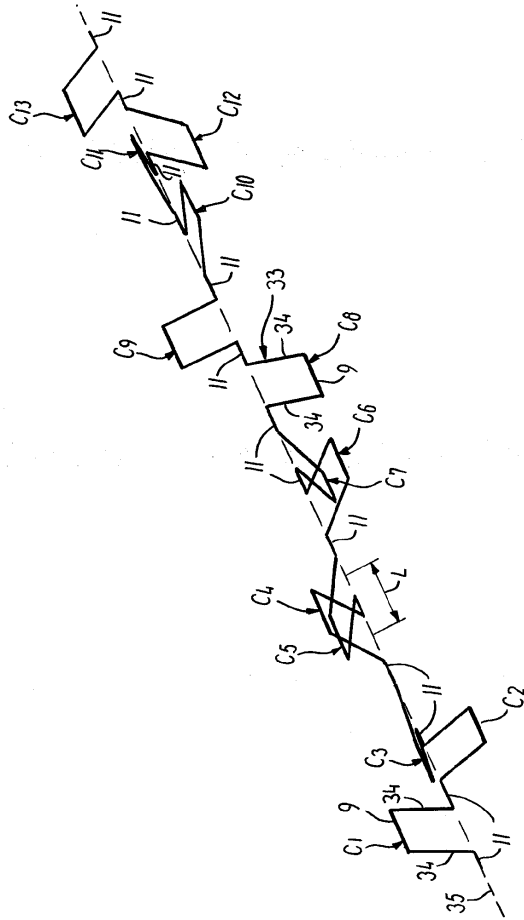
【図 1】



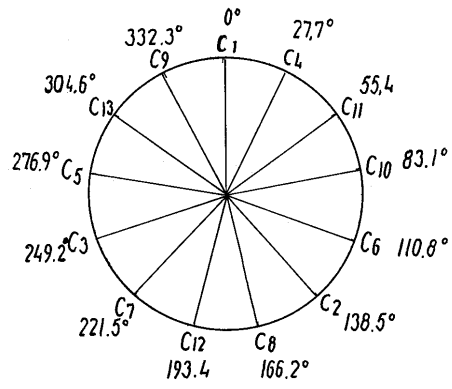
【図 2】



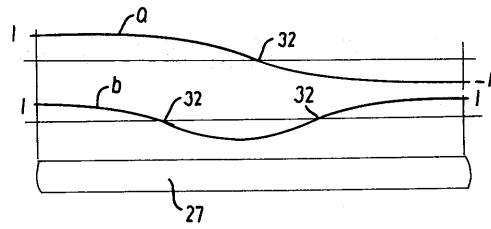
【図 3】



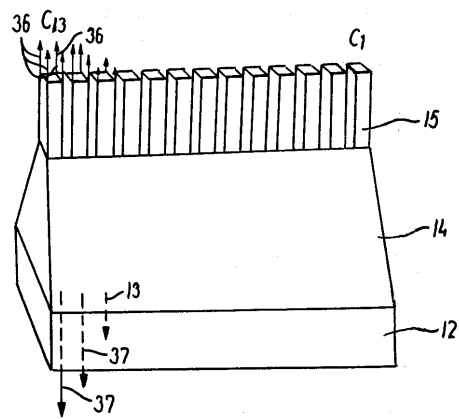
【図 4】



【図 5】



【図 6】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 2 P 5/15 B

(74)代理人 100075270

弁理士 小林 泰

(74)代理人 100080137

弁理士 千葉 昭男

(74)代理人 100096013

弁理士 富田 博行

(74)代理人 100093089

弁理士 佐久間 滋

(72)発明者 パー・ロンネダル

デンマーク国デーコー 4 0 0 0 ロスキルデ, エゲルプ, フヴェズトルプヴェユ 1 0 3

(72)発明者 ボー・ハンセン

デンマーク国デーコー 2 0 0 0 フレデリクスベルグ・シー, ダルガス・ハブ 6 8, 4. エム
エフ.

審査官 藤原 直欣

(56)参考文献 特開平 0 8 - 1 4 4 7 7 9 (J P, A)

特開 2 0 0 3 - 2 2 2 0 2 4 (J P, A)

特表平 0 8 - 5 1 1 0 7 4 (J P, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 0 2 B 7 5 / 2 0

F 0 2 D 2 3 / 0 0

F 0 2 D 4 5 / 0 0

F 0 2 P 5 / 1 5