

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4027292号

(P4027292)

(45) 発行日 平成19年12月26日(2007.12.26)

(24) 登録日 平成19年10月19日(2007.10.19)

(51) Int. Cl.		F I	
F 1 6 H 55/18	(2006.01)	F 1 6 H 55/18	
F 0 2 B 67/04	(2006.01)	F 0 2 B 67/04	C
F 1 6 H 57/12	(2006.01)	F 1 6 H 57/12	Z

請求項の数 9 (全 18 頁)

(21) 出願番号	特願2003-330852 (P2003-330852)	(73) 特許権者	391050341
(22) 出願日	平成15年9月24日(2003.9.24)		カミンズ エンジン カンパニー, インコーポレイティド
(62) 分割の表示	特願2000-133104 (P2000-133104)の分割		CUMMINS ENGINE COMPANY INCORPORATED
原出願日	平成10年5月7日(1998.5.7)		アメリカ合衆国, インディアナ 47201-3005, コロンブス, ジャクソンストリート 500
(65) 公開番号	特開2004-84952 (P2004-84952A)	(74) 代理人	100089705
(43) 公開日	平成16年3月18日(2004.3.18)		弁理士 社本 一夫
審査請求日	平成15年9月24日(2003.9.24)	(74) 代理人	100071124
(31) 優先権主張番号	853013		弁理士 今井 庄亮
(32) 優先日	平成9年5月8日(1997.5.8)	(74) 代理人	100076691
(33) 優先権主張国	米国 (US)		弁理士 増井 忠武
(31) 優先権主張番号	853341		
(32) 優先日	平成9年5月8日(1997.5.8)		
(33) 優先権主張国	米国 (US)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 歯車組立体、歯車列組立体およびその組立方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

(a) 第1の歯車(42)を準備し、

(b) 前記第1の歯車(42)と第2の歯車(50)との間に第1の噛合い(48)を確立し、該第2の歯車はシザー歯車であって、その有効歯寸法(T50)が第1の噛合い(48)によって決定され、

(c) 前記第1の噛合いの確立後に、前記第2の歯車(50)と第2の噛合い(96)を形成する第3の歯車(100)の取付け位置を選択し、該取付け位置は、前記第2の噛合い(96)のバックラッシュを制御するために、有効歯寸法(T50)の関数として決定する、ことを特徴とする歯車列組立方法。

【請求項 2】

前記選択が前記第3の歯車(100)の取付け位置を調節可能の位置決め組立体(120)によって変更し、該位置決め組立体(120)は、前記第3の歯車(100)を回転軸線(104)回りの回転を可能とし、前記回転軸線(104)にほぼ垂直な平面に沿った調節を与える、ことを特徴とする請求項1の歯車列組立方法。

【請求項 3】

前記第2の歯車(50)は、ばね偏倚トルクにより互いに連結された対をなす歯車部材(60, 70, 560, 570)から成り、該対の歯車部材は多数の対をなす歯(66, 76, 566, 576)の各々が、前記第1の噛合い(48)の関数として変化する有効円弧歯厚(T50)を有する複合歯を与える形状を有しており、前記第1の歯車との噛合の

10

20

確立が

(b1) 前記第2の歯車の前記対の歯車部材の(66, 76, 566, 576)の各対を整合せしめるため前記ばね偏倚トルクに対抗し、

(b2) 前記第1の噛合い(48)を形成するために前記ばね偏倚トルクに対抗して前記第2の歯車(50)を前記第1の歯車(42)に噛合わせ、

(b3) 前記噛合わせ後に前記ばね偏倚トルクに対する対抗を中止し、前記第1の噛合い(48)によって歯の対(66, 76, 566, 576)の前記有効寸法の決定を可能とする、ことを特徴とする請求項1又は2の歯車列組立方法。

【請求項4】

(d) 第3の歯車(100)を取付け位置に回転自在に取付け、

(e) シザー歯車である第4の歯車(200)を第5の歯車(300)と係合させて第3の噛合い(296)を形成し、

前記第3の歯車(100)を前記第4の歯車(200)と係合させて第4の噛合い(196)を形成し、

前記第1の歯車と第2の歯車との噛合いの確立が前記第1および第2の歯車(42, 50)を回転可能に取付けて第1の噛合い(48)を形成することを含み、前記の選択が前記第3の歯車(100)の取付け位置を調節可能な位置決め組立体(120)によって変更することを含み、該位置決め組立体(120)は前記第3の歯車(100)を回転軸線(104)回りの回転を許容し該回転軸線(104)に直角な平面に沿う調節を与えることを特徴とする請求項3の歯車列組立方法。

【請求項5】

(a) 内燃機関と、

(b) 該内燃機関に回転可能に連結されて第1の軸線(44)の回りに回転する第1の歯車(42)と、

(c) 前記内燃機関に回転可能に連結されて第2の軸線(54)の回りに回転し、かつ、前記第1の歯車(42)と第1の噛合い(48)状態に係合する、シザー歯車である第2の歯車(50)と、

(d) 前記内燃機関に回転可能に連結されて第3の軸線(104)の回りに回転し、かつ、前記第2の歯車(50)を第2の噛合い(96)状態に係合する、第3の歯車(100)と、

(e) 前記第3の歯車(100)の第2の歯車(50)に相対的な位置を或る範囲で決定して前記第2の噛合い(96)のバックラッシュを制御する、調節可能な位置決め機構(120)と、を含むことを特徴とする機関装置。

【請求項6】

前記内燃機関に回転可能に連結され、第3の歯車(100)と第3の噛合い(196)状態に係合する、シザー歯車である第4の歯車(200)と、

第4の歯車(200)と第4の噛合い(296)状態に係合する、第5の歯車(300)とを含み、

前記調節可能な位置決め機構(120)が前記第3の軸線(104)を前記第4の歯車(200)に相対的に位置決めして前記第3の噛合い(196)のバックラッシュを制御する、ことを特徴とする請求項5の機関装置。

【請求項7】

前記第3の歯車(100)は、1対の取付け通路(105)が貫通する軸(103)を含み、前記調節可能な位置決め機構(120)はそれぞれ対応する前記通路(105)の1つを貫通する1対のねじ付きファスナ(150)を含むことを特徴とする請求項5又は6の機関装置。

【請求項8】

前記位置決め機構(120)は、前記第1、第2および第3の軸線(44, 54, 104)にほぼ垂直な平面に沿って相対的な調節を与えることを特徴とする請求項5～請求項7のいずれか1項の機関装置。

10

20

30

40

50

【請求項 9】

前記内燃機関がクランク軸(24)を含み、前記第1の歯車(42)が前記クランク軸(24)と共に回転して前記第2の歯車(50)を駆動し、前記第2の歯車(50)は前記第3の歯車(100)を駆動することを特徴とする請求項5～請求項8のいずれか1項の機関装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は歯車に関し、詳細には非限定的に歯車列のバックラッシュの減少に関する。

【従来技術】

10

【0002】

1つの歯車の歯が別の歯車の間隙部に噛み合うとき、間隙部は代表的には歯を収容するに必要な空間より大きい空間を有する。この過剰な空間はある場合にはラッシュ、またはバックラッシュと名付けられる。バックラッシュは多くの要素によって変化し、これは多くの歯車製造過程に代表的な歯車軸受の半径方向遊隙、歯車軸の偏心率、歯車の中心間の間隙の不正確性および歯車間の変動を含む多くの要素によって変化する。

【0003】

バックラッシュに関連する余分な間隙は、通常歯車の歯に過大な衝撃荷重を生ずる。この荷重は過大な騒音を発生し、又はその他の歯車列の問題を発生せしめる。例えば、バックラッシュは歯車の摩耗を促進させる。バックラッシュを減少せしめることは内燃機関の場合に特に重要であり、特にディーゼル機関の歯車列において重要である。米国特許第5450112号明細書、同第4920828号明細書、同第4770582号明細書、同第3523003号明細書は各種の機関に対する歯車列の適用に関する背景情報を示している。

20

【0004】

バックラッシュを減少せしめる1つの方法は、歯車の精密な加工と取付けにある。しかし、この方法は通常は費用がかかり、摩耗によって時間と共に変化するバックラッシュを適切に処理できない。バックラッシュを減少せしめる別の方法として歯車列の間に1つ以上のシザー(scissor)歯車を挿入する方法がある。通常、シザー歯車の歯は噛み合う歯車の歯間の空間を占めるように調節可能となされている。米国特許第4747321号明細書、同第4739670号明細書、同第3365973号明細書、同第2607238号明細書は各種形式のシザー歯車の例を示している。

30

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

シザー歯車によるバックラッシュ制御は、シザー歯車が異なる量のバックラッシュを有する2つ以上の歯車と噛み合う場合には制限される。代表的には、シザー歯車の有効な歯の寸法は最小のバックラッシュを有する歯車によって決定されるが、これは他方の噛み合う歯車が大きいバックラッシュを有する場合に通常不相当である。この問題の解決策の1つはバックラッシュの差が最小となるように噛み合う歯車を選択することであるが、このバックラッシュ適合方法は通常、時間がかかり、費用が高い。従って、歯車列の場合、シザー歯車と噛み合う多数の歯車におけるバックラッシュの差を処理する必要性がある。

40

【0006】

シザー歯車の一つの形態として、共通中心の回りに回転可能な2つの歯車が互いにばね偏倚されているものがある。この形態において対をなすそれぞれの歯車の歯車歯は拡がって噛み合う歯車の歯間の隙間を充填する。ある歯車列においては噛み合う歯車によって歯の対に与えられる荷重が、ばねの偏倚力に抗してそれぞれの歯車対を整合せしめるに十分に大となる。代表的には整合する歯車対の各歯車は同一の公称歯厚を持って高い荷重を比例的に分担する形状を有する。しかし公称値からの無作為の偏向は、通常は各対の一方または他方の歯が異常に高い負荷を受けて変形して他方の歯車に適合するようになる。この

50

変形工程で歯車歯はしばしば逆方向負荷を受け、一方向の曲げ負荷を受ける場合に対比して急速に摩耗する。また、このような変形は歯相互間の大きい変化を生じて性能を低下せしめ歯車列の騒音を高くする。従って、これらの欠点がなく高い負荷を可能とするバックラッシュのない歯車組立体について要望がある。

【0007】

重負荷のディーゼル機関の場合にノッキングが燃焼行程において発生するが、高い衝撃による歯車歯の騒音によることがある。代表的にはこの騒音は通常のシザー歯車によっては十分に除去することができない。従って、この形式の騒音についても歯車列の改良が要望される。

【課題を解決するための手段】

10

【0008】

本発明は、1つ以上のバックラッシュのない歯車組立体を使用するバックラッシュのない歯車組立体および歯車列に関する。本発明の各種態様は新規であり、自明でなく、各種の利点を有する。本発明の本質は添付の請求の範囲によってのみ決定されるものであるが、望ましい実施例の特性をなすいくつかの性質を以下に略述する。

【0009】

本発明の1つの形態において、第1の歯車を定め、第1の歯車と第2の歯車との間に第1の噛み合いを確立することによって、歯車列が組立られる。第2の歯車はシザー歯車形式であって、歯の大きさの有効値は第1の噛み合いによって決定される。第3の歯車の取付け位置は第2の歯車と第2の噛み合いを形成するように選択される。この取付け位置は有効な歯寸法の関数として決定され、第2の噛み合いのバックラッシュを制御する。

20

【0010】

別の形態において、歯車列を含む機関装置が提供される。装置は内燃機関を含み、これに第1、第2および第3の歯車がピボットの連結される。第2の歯車は第1の噛み合いによって第1の歯車と係合し、第3の歯車は第2の噛み合いによって第2の歯車と係合する。第2の歯車はシザー歯車形式である。この装置は調節可能な位置決め機構を含み、第2の歯車の回転軸線に相対的な第3の歯車の回転軸線の位置の範囲を与えて第2の噛み合いのバックラッシュを制御するに適した調節可能な位置決め機構を含む。本発明のこの形式の1つの利点はシザー歯車と噛み合う2つの歯車間のバックラッシュの差が示される点にある。

30

【0011】

本発明の別の態様において、バックラッシュ防止歯車組立体が与えられ、第1の数の円周方向に配置された歯を有する第1の歯車と、ばね偏倚力を受けて第1の歯車と係合する第2の歯車とを含み、ばね偏倚力は第1の歯車と第2の歯車とを互いに相対的にほぼ共通の回転中心の回りに回転せしめる。第2の歯車は多数の円周方向に配置された歯を含み、それぞれ第1の歯車の対応する歯と対をなしている。それぞれの歯の対は偏倚力に抗して作用する力によって決定される複合歯厚を有している。第1の歯はそれぞれ第1の円弧歯厚を有し、第2の歯はそれぞれ第2の円弧歯厚を有し、これは公称的には第1の歯厚より小となされる。一般的には、この歯厚の差は第1の歯車に対する偏倚力を越える負荷を利用して逆方向の曲げ負荷を減少せしめる。

40

【0012】

本発明のさらに別の態様において、例えばシザー歯車などのバックラッシュ防止歯車組立体が高い最大偏倚トルクを有して与えられ、ディーゼル機関のノッキング音を減少せしめる。通常、これらの音を減少させるに必要な最大偏倚トルクは特定の機関設計および予期される負荷の関数として選択される。望ましい実施例において、最大偏倚トルクは少なくとも約135 N·m (約100 ft·lbs) とする。さらに望ましい実施例においては、最大偏倚トルクは少なくとも約270 N·m (約200 ft·lbs) とする。さらに望ましい実施例においては最大偏倚トルクは少なくとも約675 N·m (約500 ft·lbs) となされる。従来常識に反して、この比較的に高い偏倚トルクがディーゼル機関にしばしば見られる不愉快なハンマー音やノッキング音を減少せしめるに有効である

50

ことが判った。

【0013】

さらに別の形態において、バックラッシュ防止歯車組立体は、第1の数の円周方法に配置された歯と第1の数のスプラインとを有する第1の歯車を含む。この組立体はさらに第2の数の円周方法に配置された歯と第2の数のスプラインとを有する第2の歯車を含む。第1および第2のスプラインは、ほぼ共通の回転軸線の回りに互いに係合し、この軸線に対して傾斜して、第1および第2の歯車を相対的に回転せしめる。第1および第2の歯は対をなして第1および第2の歯車の相対的な回転に伴って寸法を変化せしめる。

【0014】

本発明の別の形態において、バックラッシュ防止歯車組立体は、第1の数の円周方法に配置された歯を有する第1の歯車と、ばね偏倚力を受けて第1の歯車と係合する第2の歯車とを含み、第1および第2の歯車は共通回転軸線の回りに相対的に回転する。第2の歯車は第2の数の歯を含み、それぞれの歯は第1の歯車の対応する歯と対をなして、多数の可変歯厚の複合歯を形成してバックラッシュを減少させる。第1の歯車に担持されたねじ付きステムと頭部とを有する整合装置が設けられる。頭部は第1の歯車に選択的に位置決めされて、第2の歯車に調節可能な支持関係を与えて、第1および第2の歯の整合を対応的に変化せしめる偏倚力に対抗する。望ましくは頭部は、第1および第2の歯をほぼ整合せしめる1つの位置を有して、当該組立体を歯車列に取付けることを容易とする。

10

【0015】

本発明の別の形態において、バックラッシュ防止歯車組立体を歯車列内に組み込み、内燃機関と共に使用する。

20

【作用】

【0016】

本発明によれば、シザー歯車を有する歯車列組立体のバックラッシュが、別の噛み合いによって決定される有効歯寸法を有するシザー歯車と噛み合う組合わせ歯車を配置することによって減少せしめられる。

【0017】

本発明によれば機関の歯車列の発する騒音が減少する。

本発明によれば歯車列の騒音の発生が減少せしめられたバックラッシュ防止歯車組立体が得られる。

30

【0018】

本発明によれば比較的に高い偏倚トルクを作用せしめることによって、騒音の発生が減少せしめられたバックラッシュ防止歯車組立体が得られる。

本発明によればシザー歯車組立体の複数の歯車間の負荷分割を制御することが可能となる。

【0019】

さらに本発明によれば、取付け容易で信頼性の高いバックラッシュ防止歯車組立体が得られる。

本発明の上述以外の目的、特徴、効果、および態様は図面を参照する以下の説明によって明らかとなされる。

40

【実施例】

【0020】

本発明の理解を容易とするため添付図面に実施例を示し、これを説明するため特殊の用語を使用する。しかし、これらは本発明を限定するものではない。すなわち、本発明の範囲を限定しない。説明した装置の変形、改変および以下に説明する本発明の原理の応用であって当業者の容易に行い得るものは本発明の範囲内にある。

【0021】

図1は本発明による内燃機関装置20を示す。装置20は破線で示すクランク軸24を有する機関ブロック22を含む。さらに、装置20は機関ブロック22に連結されたヘッド組立体30を含む。ヘッド組立体30は破線で示す燃料噴射カム軸32と破線で示す弁

50

カム軸 34 とを含む。一つの実施例において、ブロック 22 とヘッド組立体 30 は大能力直列 6 シリンダディーゼル機関である。本発明は当業者に公知の他の形式の機関にも適用可能である。

【0022】

装置 20 はタイミング歯車列 40 を含む。歯車列 40 はクランク軸 24 に連結された駆動歯車 42 を含む。クランク軸 24 と駆動歯車 42 とは十字線で示す回転中心 44 を有している。図面において回転中心は回転軸線が図面に垂直でないとき鎖線または破線として示し、図面に垂直なとき十字線で示す。歯車 42 は機関装置 20 の作動時に中心 44 の回りにクランク軸 24 と共に回転して、歯車列 40 の残りの歯車を駆動する。

【0023】

歯車 42 は歯 46 を有し、これが下方のバックラッシュ防止アイドル歯車 50 と噛み合う。歯車 50 は回転中心 54 を有する軸 53 の回りに回転する。軸 53 はファスナ即ち固定具 55 によってブロック 22 に取付けられる。軸受 56 が軸 53 と歯車 50 のバックラッシュのないバックラッシュ防止歯車組立体 58 との間の回転支持を与える。

【0024】

図 2 ないし図 5 は歯車 50 のバックラッシュ防止歯車組立体 58 の構造と作動とに関する付加的な詳細を示す。図 2 において、歯車組立体 58 に組込む以前の歯車 60 の詳細が示される。歯車 60 はハブ 63 を含む。ウェブ 64 が円周方向に間隔をおかれた 7 つの開口 65 を限定する。さらに、各開口 65 についてウェブ 64 は一端にフィンガ部つき縁部 65a を、他端に対抗する縁部 65b を有する。開口 65、縁部 65a、65b は中心 54 の回りの仮想円の円周に沿ってほぼ均等に間隔をおかれている。歯車 60 は多数の円周方向に間隔をおかれた歯車歯 66 をリム 67 に限定されて有する。リム 67 はウェブ 64 によってハブ 63 に連結される。歯車歯 66 の隣接する各部材はギャップ即ち間隙 68 によって互いにほぼ均等な間隔を有している。歯 66 および間隙 68 は図面の明確化のため、いくつかの数にのみ符号が付してある。歯車歯 66 の各部材は互いに寸法、形状がほぼ同一である。同様に間隙 68 も互いに寸法、形状がほぼ同一である。

【0025】

図 3 を参照すると、バックラッシュ防止歯車組立体 58 の歯車 70 が示されている。歯車 70 はハブ 73 を含み、ハブ 73 は軸受 56 を介して軸 53 と回転支持関係にある（図 1 参照）。歯車 60 のハブ 63 はハブ 73 と係合している。ハブ 63 とハブ 73 との間の干渉は歯車 60、70 の相対的な回転を可能とする。歯車 70 はウェブ 74 を含む。タブ 74a がウェブ 74 から図 3 の紙面に対してほぼ垂直方向に突出し、一方側がリム 77 に連結されて対応する凹所 75 を限定する。少なくとも 1 つのタブ 74a は貫通するねじ付き孔 79 を限定する。ねじ付き孔 79 は図 3 の紙面にほぼ平行な長手方向軸線を有している。ウェブ 74 はそれぞれ凹所 75 のそれぞれに対応する重量軽減孔 75a を限定する。凹所 75 とタブ 74a とは中心 54 の回りの仮想円の円周にそってほぼ均等に間隔をおかれている。

【0026】

歯車 70 はリム 77 によって限定される多数の歯車歯 76 を含む。リム 77 はウェブ 74 によってハブ 73 に一体的に取付けられる。歯車歯 76 の隣接する部材は互いにほぼ均等な間隙 78 をもって間隔をおかれる。歯 76 および間隙 78 は数個のみを示す。歯車歯 76 はそれぞれ互いに寸法、形状がほぼ同等である。同様に、間隙 78 もほぼ同一形状、寸法である。望ましくは歯車 70 の歯 76 の数は歯車 60 の歯 66 の数と同一とする。

【0027】

図 4 は歯車列 40 に取付ける以前に通常見られる非整合状態のバックラッシュ防止歯車組立体 58 を示す。歯車 60、70 は互いに緩く係合し、歯車 60 の各開口 65 は歯車 70 の対応する凹所 75 とほぼ重なって複数のポケット 80 を限定する。それぞれ一端 82 と他端 84 とを有する多数のコイルばね 81 が設けられる。各ばね 81 は対応するポケット 80 にそれぞれ位置決めされ、端部 82 は対応するタブ 74a と係合し、端部 84 は対応する縁部 65a と整合する。しかし、端部 84 は縁部 65a と係合しなくともよい。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 8 】

組立体 5 8 はさらに、ねじ付きのステム 9 2 と対抗する頭部 9 4 とを有する調節ボルト 9 0 を含む。ステム 9 2 は図 4 の孔 7 9 に十分にねじこまれるようにねじ切りされ、頭部 9 4 は対応するタブ 7 4 a に接触する。通常、歯 6 6、7 6 は非整合位置にあり、歯 6 6 は歯 7 6 間に限定される間隙 7 8 と重なり、歯 7 6 は歯 6 6 間に限定される間隙 6 8 と重なっている。歯車 7 0 のハブ 7 3 は歯車 6 0 のハブ 6 3 と回転支持関係を形成し、歯車 6 0、7 0 は相対的に回転可能となされる。頭部 9 4 には歯車 6 0 が歯車 7 0 に対して反時計方向に回転するとき歯車 6 0 の隣接する縁部 6 5 b を支持する形状の接触表面 9 5 が限定されている。歯車 6 0 が歯車 7 0 に対して時計方向に回転するとき、ばね端部 8 4 が対応する縁部 6 5 a と係合するようになる。望ましくは各縁部 6 5 a は各ばね 8 1 のコイル内に嵌合する寸法のフィンガを限定し、歯車 6 0 との適切な整合を容易とする。十分な力で時計方向に回転させると図 5 に示すように、ばね 8 1 は対応する縁部 6 5 a とタブ 7 4 a との間で圧縮される。

10

【 0 0 2 9 】

図 5 は歯車 6 0、7 0 の整合位置を示し、歯車列 4 0 に取付けるに適した状態を示す。整合状態で歯 7 6、6 6 は図 5 に示すように互いに重なり合っている。ばね 8 1 は縁部 6 5 a とタブ 7 4 a との間で高圧縮状態であり、対応する高いばね力を生じている。調節組立体 5 8 は図 4 の形態から図 5 の形態にボルト 9 0 を緩めることによって変化し、頭部 9 4 はステムの軸線 S に沿って孔 7 9 から離れる。この緩め運動が継続すると、表面 9 5 は隣接する縁部 6 5 b に支持され、ばね 8 1 は隣接して整合するタブ 7 4 a と縁部 6 5 a との間で圧縮される。

20

【 0 0 3 0 】

ボルト 9 0 を緩めると関連するタブ 7 4 a と縁部 6 5 b とが離れて歯車 6 0、7 0 を互いに相対的に回転せしめ、歯 6 6、7 6 を相対的に運動せしめる。歯車の歯 6 6 は図 4 の偏倚力を受けない位置から図 5 の高い偏倚力を受ける位置までの間にいくつかの歯 7 6 を通過する。

【 0 0 3 1 】

図 5 は歯車 6 0 の歯 6 6 の面 6 6 a を示している。歯車 7 0 の歯 7 6 は同様に面 7 6 a を有しており、いくつかを図示する。代表的な面 6 6 a の歯幅を W 6 0 として示す。同様に歯幅 W 7 0 は代表的な面 7 6 a の歯幅を示す。望ましくは歯幅 W 6 0 は歯幅 W 7 0 より小とする。さらに望ましくは歯幅 W 7 0 は歯幅 W 6 0 より少なくとも約 5 0 % 大とする。さらに望ましくは歯幅 W 7 0 は少なくとも歯幅 W 6 0 の約 2 倍とする。

30

【 0 0 3 2 】

特に図 4、図 5 を参照すると、バックラッシュ防止歯車組立体 5 8 は歯車 7 0 を準備し、ばね 8 1 の 1 つを孔 7 9 に整合せしめることによって構成される。ボルト 9 0 が孔 7 9 内にねじこまれ、頭部 9 4 を関連するタブ 7 4 a に接触させる。残りのばね 8 1 が歯車 7 0 の凹所 7 5 に配置される。歯車 6 0 が歯車 7 0 上に配置され仮想円 8 6 (図 4 に破線で示す) に沿ってほぼ均等に間隔をおかれた対応するポケット 8 0 を限定する。縁部 6 5 a が対応するばね 8 1 の端部 8 4 と整合する。

【 0 0 3 3 】

軸 5 3 上に組立体 5 8 を取付けるに先立って、歯 6 6、7 6 を整合させることが望ましい。この整合を与えるためにボルト 9 0 を孔 7 9 から部分的に緩めて、頭部 9 4 が歯車 6 0 の隣接する縁部 6 5 b と接触して、対応的にばね 8 1 を圧縮する。これに回答して歯 6 6、7 6 は互いに通過して運動する。ボルト 9 0 を緩めることによってこの運動は継続して、図 5 に示す整合位置にほぼ到達する。この結果、図 5 に示すように歯車 6 0 は軸線 S に沿って距離 D だけ歯車 7 0 から分離する。図 4 の非整合位置でも図 5 の整合位置でも、ボルト 9 0 のステム 9 2 は部分的に孔 7 9 内にねじこまれていることに注意する。別の実施例において、1 つ又はすべてのタブ 7 4 a が孔 7 9 をボルト 9 0 に整合せしめる。同様に、多数の孔 7 9 を有する場合には多数のボルト 9 0 を使用してもよい。

40

【 0 0 3 4 】

50

図5の形態において歯66、76が整合したならば、組立体58を軸受56を介して軸53に取付ける。取付けが完了すると、整合した歯66、76は駆動歯車42の歯46と噛合い48を形成する。しかし噛合い48は、歯66、76がボルト90の延長部によって強制的に整合せしめられている場合、相当量のバックラッシュを有する。この歯車50のバックラッシュをなくすために、歯車60および歯車70が圧縮されたばね81による偏倚力を受けて相対的に回転可能となされる。組立体58の取付け後にボルト90を孔79内にねじこんで駆動歯車42との噛合い48を形成することにより、回転可能となされる。この結果ばねの偏倚力により歯66、76は互いに偏倚して噛合い48を形成する隣接する歯46間の全空間を占める。特に注意することは噛合い48は歯66、76が図4に示す無負荷位置に戻ることを許容しない。

10

【0035】

最初に整合した歯66、76の各対は全体として可変の有効寸法、すなわち歯厚を有する複合歯として作用し、この「歯厚」は組合わされる歯46間の寸法によって変化する。「歯厚」を変化させると噛合い48のバックラッシュは複合歯によって減少し、または実質的にゼロとなる。組立体58を完成させるため、ボルト90を締付けて頭部94が関連するタブ74aに接触するようにする。ボルト90は望ましくは調節工程時に歯車70に担持され、組立体58は歯車50の部分として利用される。

【0036】

望ましくは歯車60、70はディーゼル機関のタイミング歯車列として長期間使用するに適した金属材料から機械加工される。ボルト90とばね81とは同様にディーゼル機関用として長期間使用するに適した材料からつくることが望ましい。しかし、当業者に公知の別の材料を使用してもよい。

20

【0037】

歯車50は図1においてアイドル歯車として示されるが、駆動歯車、被駆動歯車その他、当業者に公知の別の配置としてもよい。すべての場合、歯車50は新規の形式のシザー歯車である。

【0038】

図1を参照すると、歯車50は歯車列40内においてアイドル歯車100と噛合い96を形成する。アイドル歯車100は回転中心104の回りに回転して、間隙108によって間隔をおかれた円周方向歯106を限定し歯車50と噛合い96を形成する。

30

【0039】

図6を付加的に参照するとアイドル歯車100の詳細が示される。アイドル歯車100はウェブ114に一体的に連結されて歯106を限定するリム107を含む。ウェブ114には重量軽減孔116がある。ウェブ114はハブ118に一体的に連結され、ハブ118は図6の断面図に示すように中心104に対応する回転軸線に沿う歯厚がリム107よりいくらか少ない。円筒形プッシュ119が軸103とハブ118との間の回転軸受面を提供する。軸103はアイドル歯車100をブロック22に取付ける4つの通路105を限定する。

【0040】

アイドル歯車100の取付けは調節可能の位置決め機構120によって行う。機構120は取付け板130を含み、板130はアイドル歯車100の軸103とブロック22との間に位置する。注意すべきことは、板130はアイドル歯車100のハブ118との間に間隙があって、アイドル歯車100が軸103の回りに自由に回転することである。

40

【0041】

アイドル歯車100と取付け板130とはブロック22と保持板140との間に位置している。保持板140には取付け孔145が軸103の取付け孔105と板130の取付け孔135とブロック22のねじ孔25とほぼ整合して設けられている。注意することは、孔105は歯車100の回転軸線に直角な軸線に関して取付け孔135、取付け孔145およびねじ孔25より大きい寸法を有している。アイドル歯車100は板130と板140との間に、孔145、通路105および通路135を貫通してキャップねじファスナ

50

即ち固定具 150 を差し込みかつねじ付きステム 152 の端部を孔 25 にねじこむことによって固定される。ファスナ 150 はそれぞれねじ付きステム 152 に対抗する頭部 154 を有する。ステム 152 が十分に孔 25 にねじこまれたとき、頭部 154 は保持板 140 に接触して保持板 140 を軸 153 に把持し、軸 153 を板 130 に把持する。

【0042】

作動時に機構 120 はアイドル歯車 100 を望ましくは図 1 の平面に平行で図 6 の平面に直角な平面区域に配置する。この区域において歯車 100 は図 1 の矢印 X、Y に示す 2 方向の自由度を有する。

【0043】

アイドル歯車 100 を取付けるために、取付け板 130 が図示しないファスナを使用して通常の方法でブロック 22 に最初に固着され、通路 135 が孔 25 に整合せしめられる。板 130 がブロック 22 に固着されるとアイドル歯車 100 は板 130 上に位置決めされ、通路 105 と通路 135 とは重なる。次に、保持板 140 が軸 103 上に配置され、孔 145 は対応する通路 105、135 および孔 25 と重なる。ファスナ即ち固定具 150 が、それぞれ整合する孔 145、通路 105 および通路 135 を通過して対応する孔 25 内に緩くねじ込まれる。望ましくは固定具 150 は最初に孔 25 内に、板 140 に接触してアイドル歯車 100 を所定位置に従動的に保持するに十分な量だけねじ込まれる。この形態において、アイドル歯車 100 の矢印 X、Y で示す平面区域に相対的な位置は通路 105 内における固定具 150 の遊隙によって許容される範囲内に選択される。X-Y 位置が選択されると、固定具 150 は締付けられてアイドル歯車 100 と機構 120 とは固着される。

10

20

【0044】

アイドル歯車 100 の歯 106 はバックラッシュ防止歯車 200 との間に噛合い 196 を形成する。歯車 200 はシリンダヘッド組立体 30 の燃料噴射カム軸 32 に取付けられ、回転中心 204 の回りに回転する。歯車 200 は望ましくは歯車 50 と同様に参照数字 266 で示す複合歯車歯の対を有する。さらに、歯車 200 のばね 281 は歯車 50 のばね 81 と同様な形状を有しているが、その数は少ない(3個が図示される)。同様に、取付け調節ボルト 290 が示される。この調節ボルトは歯車 50 のボルト 90 と同様な取付け機能を有する。歯車 50 と歯車 200 の一方または双方にベレビレ座金を使用してコイルばねと共に又はコイルばねなしで、ばね偏倚力を与えるようにしてよい。

30

【0045】

歯車 200 は歯車 300 と共に噛合い 296 を形成する。歯車 300 は弁カム軸 34 に取付けられて回転中心 304 の回りに回転する。歯車 300 は歯 306 を限定し、これが歯車 200 の歯の対 266 と干渉して噛合い 296 を形成している。

【0046】

作動時に駆動歯車 42 がクランク軸 24 と共に回転して歯車 50 を回転せしめる。これに 응답して、歯車 50 は噛合い 96 を介してアイドル歯車 100 を回転せしめる。アイドル歯車 100 は噛合い 196 を介して歯車 200 を回転せしめて、燃料噴射カム軸 32 を回転させることによって機関装置 20 のための燃料噴射器(図示しない)のタイミングを調節する。更に、歯車 200 は噛合い 296 を介して歯車 300 を回転せしめ、弁カム軸 34 を回転させてヘッド組立体 30 のための機関の弁(図示しない)のタイミングを行う。すなわち、歯車列 40 はクランク軸 24 の回転に 응답してヘッド組立体 30 のカム軸 32、34 を回転せしめて機関装置 20 のタイミングを制御する。

40

【0047】

別の実施例として、歯車列 40 の歯車の異なる数および配置とすることが当業者には容易である。さらに別の実施例として、通常のシザー歯車が歯車 50 又は歯車 200 又は双方の代わりに使用される。さらに別の実施例では、調節可能な位置決め機構を有するアイドル歯車を省略してもよい。

【0048】

歯車列 40 の一実施例において、駆動歯車 42 の歯 46 の数は約 48 で、歯車 60、7

50

0の歯66、76の数はそれぞれ約70であり、調節可能なアイドル歯車100の歯106の数は約64で、歯車200の複合歯266の数は約76であり、歯車300の歯306の数は約76である。さらに、この場合において歯車42、50、100、200、300はスパー歯車で、内燃機関と共に長期間使用可能な金属材料製となされ、図1の平面にほぼ直交するほぼ平行な回転軸線を有する。

【0049】

装置20の構造および作動について上述したが、装置20の組立てについて、図7A、図7Bを参照して説明する。図7A、図7Bにおいて参照数字は図1ないし図6に示すものと同等であるが、歯の噛合いは拡大図として示し、本発明の選択された特徴を強調している。図7Aは駆動歯車列40の中間組立て段階を示している。この段階において駆動歯車42は既に取付けられて、矢印R1に示す方向に中心44の回りに回転する。同様に、噛合う歯車300は矢印R5に示す方向に中心304の回りに回転するように取付けられる。

10

【0050】

歯車42、300が取付けられた後に歯車50、200が取付けられて、歯車42、50間に噛合い48を、歯車200、300間に噛合い296を形成するようにする。噛合い48、296の形成は、歯車50、200の歯が歯車42、300の歯46、306間の間隙をそれぞれ占めるとき、対応する歯の対の有効複合寸法を決定する。明示のため歯車50について、歯車70の歯76は破線で示され、歯車60の歯66は実線で示される。歯車50の1つの複合歯の対の有効円弧歯厚T50も示される。有効円弧歯厚は噛合い48について歯車50のピッチ円に沿って決定される。注意することは、アイドル歯車100がない場合、歯厚T50は歯車42の歯46の噛合い間隙によって決定される。

20

【0051】

噛合い296において、歯車200は複合歯の対266を形成する。それぞれの対266は明示のため破線で示す部材と実線で示す部材とを有する。1つの複合歯の対266の歯の有効円弧歯厚は歯車200のピッチ円に相対的な円弧歯厚T200として示される。

【0052】

矢印R4、R5はそれぞれ歯車200、300が駆動されるとき回転方向を示す。参考のため、機関ブロック22の取付け孔25も示される。

複合円弧歯厚T50、T200が限定され、アイドル歯車100が取付けられて図7Bに示すように歯車50と噛合い96を形成し、歯車200と噛合い196を形成する。歯の歯厚T50、T200は、噛合い48、296におけるバックラッシュの量の差に対応して差を有する。機構120を使用して固定の回転中心54、204に相対的な回転中心104のX-Y位置を調節し、アイドル歯車100を歯車50、200の予め定めた歯寸法に最適に噛み合うようにするが、これはバックラッシュの差に関係しない。機構120のファスナ即ち固定具150が参考のため図7Bに示される。

30

【0053】

アイドル歯車100の他の歯車に相対的な位置調節は噛合い96、196におけるバックラッシュの量の制御に重要である。異なる歯厚T50、T200によるバックラッシュの差がある範囲内であれば、アイドル歯車100を噛合う歯車の回転軸線に直角な平面区域に沿って適当な位置に配置することによって、バックラッシュを減少せしめまたはゼロとすることができる。

40

【0054】

注意することは、望ましい実施例においてアイドル歯車100との間に2つの噛合い96、196が示されるが、噛合う歯車の数が異なる場合でのバックラッシュの制御も可能である。例えば、3つの歯車42、50、100から成る歯車列にもこの技術が適用可能である。

【0055】

図8Aないし図8Cを参照すると、歯車42、50、100の選択された作動状態が図1ないし図6におけると同様な参照数字を使用して概略的に示されているが、各種の特徴

50

を明示するため歯は大きく、数が少なく示される。図 8 A において、歯車 4 2、5 0、1 0 0 は互いに静止（運動しない）位置にある。噛合い 4 8 において、仮定のピッチ円 C 1、C 2、C 3 が歯車 4 2、5 0、1 0 0 についてそれぞれ破線で示される。歯車 5 0 の 1 対の歯車歯 7 6、6 6 の円弧歯厚 T 5 0 a はピッチ円 C 2 に沿う円弧として示される。矢印 D F 1 は図 8 A に示す静的状態において歯車 5 0 の偏倚力に対抗して作用する力を示す。歯車 1 0 0 の静的反作用力は矢印 R F 1 として示される。選択された歯 6 6 の円弧歯厚 T 6 0、も示される。選択された歯 7 6 の円弧歯厚 T 7 0 も示される。それぞれの歯 6 0、7 0 について、円弧歯厚 T 6 0 は円弧歯厚 T 7 0 より公称的に小であることが望ましい。1 つの望ましい実施例において T 6 0 は T 7 0 より少なくとも約 0.0508 mm (0.002 インチ) だけ小とする。さらに望ましくは、この差は少なくとも約 0.1016 mm (0.004 インチ) とする。最も望ましくは、この差は 0.0508 ~ 0.1524 mm (0.002 ~ 0.006 インチ) の範囲とする。

10

【 0 0 5 6 】

図 8 B において、駆動歯車 4 2 は矢印 R 1 の方向に回転し、矢印 D F 2 に示す合力駆動力を与える。これに回答して歯車 5 0 は矢印 R 2 に示す方向に回転し、歯車 1 0 0 は矢印 R 3 に示す方向に回転する。歯車 1 0 0 に示される反作用力は矢印 R F 2 として示される。合力 D F 2、R F 2 は十分に大であって、ばね偏倚力に部分的に打ち勝って歯車 5 0 のばね 8 1 を圧縮する。この結果、歯車 5 0 の歯の複合対の円弧歯厚 T 5 0 b は歯厚 T 5 0 a に対比して減少する（ここで T 5 0 b は T 5 0 a より小である）。駆動歯車 4 2 から伝達される力の大きさが増加すると、歯車歯 6 6、7 6 は整合に近づく。

20

【 0 0 5 7 】

図 8 C において、歯車 4 2 の合力駆動力 D F 3 と歯車 1 0 0 の反作用力 R F 3 とが、ばね 8 1 を圧縮して歯車歯 6 6、7 6 を整合せしめる。整合が行われると複合歯厚 T 5 0 c が得られる。T 5 0 c は、T 5 0 a および T 5 0 b より小であり、歯 7 6 の円弧歯厚 T 7 0 にほぼ等しい。ばね 8 1 は図 8 C においてほぼ十分に圧縮され、図 5 の状態のばね 8 1 とほぼ等しいエネルギーを貯蔵するようになされる。

【 0 0 5 8 】

歯 7 6 に対比して歯 6 6 の円弧歯厚が小さい ($T 6 0 < T 7 0$) ことは、歯 6 6 の負荷が図 8 C の圧縮ばねによって与えられる負荷を越えることを防止する。これに対比して、歯 7 6 はばね負荷を越える負荷を負担する。歯 6 6 の負荷をばね偏倚力に限定することは通常、公称的には同一円弧歯厚を有する歯の対の各部材の無作為の寸法差に基づく逆方向曲げ負荷を減少せしめる。望ましくは各歯 7 6 の広い方の歯幅 W 7 0 はばね偏倚力を越える高い駆動負荷を負担するように選択されるが、歯車 5 0 について全歯幅の増加 ($W 6 0 + W 7 0$) は、すべての歯について同一の公称円弧歯厚を有するシザー歯車による逆方向曲げ負荷に耐えるに必要な歯幅の増加量より通常は小さい。

30

【 0 0 5 9 】

図 9 は減少した円弧歯厚 T 6 0 の歯車の円弧歯厚 T 7 0 の歯車に対比した効果を負荷曲線 4 0 0 について示すグラフである。ここで破線は歯車 6 0 を示し、実線は歯車 7 0 を示す。水平部分 4 1 0 は図 8 A の静的状態における歯車 5 0 の予め負荷された偏倚力に対応する。傾斜部分 4 2 0 は図 8 A の静的状態と図 8 C の整合位置との間の歯 6 6、7 6 の負荷状態に対応する。図 8 B は傾斜部分 4 2 0 に沿う一点を示す。負荷によってばね 8 1 が圧縮され図 8 C に示すように歯が整合すると、歯車 6 0 の歯 6 6 の負荷は、ばね 8 1 の最大荷重で平坦になり、図 9 の破線 4 3 0 として示される。同時に、歯 7 6 の厚い歯幅 W 7 0 は図 9 に傾斜線 4 4 0 として示す高い負荷を担持する。歯車 7 0 が高い負荷を受けて、歯車 6 0 の負荷が円弧歯厚の差 ($T 7 0 - T 6 0$) によって制限されることにより、曲げ負荷が制限される。

40

【 0 0 6 0 】

不愉快な騒音、例えば大負荷のディーゼル機関のハンマー音などは、これらの機関に関連する歯車列の高い衝撃音によっている。歯車列内にシザー歯車を設けることによって比較的高い偏倚トルクを与えることによって、全体的な騒音強度の減少を含む予期しない音

50

量の劇的な変化が経験された。ここに「偏倚トルク」とは、ばね偏倚されたシザー歯車によって与えられるトルクをいう。偏倚トルクは歯車の回転中心から歯までの半径方向距離と半径に対応する円に接線方向に作用する力との積の大きさによって決定される。代表的には偏倚トルクはシザー歯車の偏倚負荷の量の関数として変化する。望ましくは偏倚トルクは歯車歯が偏倚力に抗してほぼ整合したとき最大となる。図5における歯66、76の整合形態において、半径方向ベクトルTと力ベクトルFとが図示され、これらを使用して組立体58の偏倚トルクを決定することができる。

【0061】

少なくとも約135 N·m (100 ft·lbs)の最大偏倚トルクによって歯車列の騒音特性および強度を改善することができることが判った。さらに望ましくは最大偏倚トルクを約270 N·m (200 ft·lbs)とする。さらに望ましくは最大偏倚トルクを約675 N·m (500 ft·lbs)とする。

10

【0062】

図10は本発明の別の実施例として示すバックラッシュ防止歯車組立体558の回転中心554に関する展開斜視図である。組立体558はハブ563の内側円筒形表面ウエブ564に設けたスプライン561を有する歯車560を含んでいる。ハブ563は貫通する開口563aを有する。スプライン561は中心554の回りに螺旋形をなし、歯車560の回転軸線に対して傾斜している。ハブ563はウエブ564に一体的に連結されている。ウエブ564に一体的に連結されたリム567には多数の円周方向に配置された歯566が設けられる。歯566は中心554の回りに互いにほぼ均等に間隔をおかれており、それぞれほぼ同一の寸法、形状を有している。隣接する歯566間に間隙568が同様に互いにほぼ均等に間隔をおかれて、ほぼ同一の寸法、形状を有している。歯車560のウエブ564は2つの対向する開口569を限定する。

20

【0063】

組立体558は歯車570も有している。歯車570はハブ573の外側円筒形表面572に設けたスプライン571を含む。スプライン571は中心554に関して螺旋形であり、歯車570の回転軸線に対して傾斜している。スプライン571はスプライン561とほぼ同様に傾斜しており、互いに組合わされる。ハブ573には内側円筒形表面ウエブ574で囲まれる開口573aが設けられ、取付軸に対して回転支持関係を有している。歯車570はハブ573に一体的に連結されたウエブ574を含む。歯576がウエブ574に一体的に連結されたリム577に設けられる。歯576は回転中心554の回りにほぼ均等に間隔をおかれており、互いにほぼ同一の寸法、形状を有している。歯576は間隙578を有している。間隙578は互いにほぼ均等に間隔をおかれて、ほぼ同一の寸法、形状を有している。すなわち、ハブ573、ウエブ574、リム577は円筒形凹所575を限定する。ウエブ564はそれぞれ開口569の1つに対応する2つの対向するねじ付き凹所579を限定する。

30

【0064】

複数のコイルばね581がそれぞれ凹所575に配置され、互いにほぼ均等に間隔をおかれて中心554の回りに、ハブ573とリム577との間に配置されている。調節装置590a、590bがそれぞれねじ付きステム592を有する調節ボルト590を有する。ステム592は頭部594と対抗する端部593とを有する。調節装置590a、590bはそれぞれステム592が貫通する座金596を含む。頭部594は座金596が通過しない大きさとなっている。座金596の外径は開口569を通過しない大きさとなっている。開口569の大きさはステム592に対して十分な余裕を有し、ステム592の選択的な位置決めが可能である。ねじ付き孔579はステム592の対応する1つが係合するに適した形状となっている。

40

【0065】

図11Aを参照すると組立体558の非整合位置、即ち歯車560、570の歯566、576が、図4に示す実施例と同様に整合しない位置にある状態が示される。付加的に図11Bを参照すると組立体558の非整合位置の側面立面図が示される。歯車560の

50

スプライン 561 が歯車 570 のスプライン 571 と係合する。それぞれの装置 590 a、590 b についてステム 592 は対応する長手方向軸線 S1、S2 を有する。ステム 592 は、対応する座金 596 と開口 569 を通過して最初にねじ付き孔即ち凹所 579 に係合する。ばね 581 は図 11 A、図 11 B では実質的に圧縮されていない。

【0066】

図 12 A、図 12 B を参照すると、組立体 558 の整合状態の斜視図と側面立面図とがそれぞれ示される。この整合状態は図 5 の組立体 58 の整合状態と対応している。組立体 558 を整合状態とするため、調節装置 590 a、590 b のステム 592 が凹所 579 に十分にねじこまれ、ばね 581 を歯車 560、570 間に圧縮する。ばね 581 が圧縮されると、組み合わせスプライン 561、571 の傾斜によって横移動作用が生じ、これが装置 590 a、590 b の並進運動を歯車 560、570 の回転運動に変換させる。装置 590 a、590 b のステム 592 がねじ戻されると、圧縮されたばね 81 の力によって、歯車 560、570 は反対方向に回転するが、これはスプライン 561、571 の係合によっている。組立体 558 は、ステム 592 が凹所 579 に十分にねじこまれたとき歯 566、576 がほぼ整合するようになされる。この組立体 558 の整合配向は選択された最大偏倚トルクを与える形状となされる。歯車 560、570 がステムの軸線 S1、S2 に沿って占める距離は図 11 B における非整合位置の D1 から図 12 B における整合位置の D2 まで変化し、D1 は D2 より大である。注目すべきことは、D2 は組立体 558 の歯車 560、570 がステムの軸線 S1、S2 に沿って占める最小距離である。すなわち、歯車 560、570 はそれらが中心 554 に対応する回転軸線に沿って占める距離によって互いに相対的に回転する。

10

20

【0067】

望ましくは歯 566 の数は歯 576 の数と同一とする。また、螺旋形スプライン 561、571 の数も歯 566、576 の数と同一とする。歯とスプラインとを同一の数とすると、歯 566、576 の整合と高いばね圧縮力が一致することを保証するためにスプライン 561、571 の割出しを行う必要がなくなる。別の実施例において、開口 569 は図 10 に示すような円形でなく、非円形としてもよい。別の実施例において、開口 569 は中心 554 の回りの円弧を有する弓形となされる。

【0068】

スプライン 561、571 はハブ 563、573 以外の位置に設けてもよい。非限定的な例として、一方の歯車に弓形の溝孔を設け、その内側表面にスプラインを設け、他方の歯車から該溝孔内に延長するフランジに設けたスプラインと係合せしめる。係合するスプラインの 1 つ以上の部片を回転軸線の回りに配置することにより、軸線を取囲まないでも歯車の相対的回転が可能である。

30

【0069】

組立体 58 の場合と同様に、組立体 558 に整合装置が設けられ、バックラッシュ防止歯車組立体の 2 つの歯車の歯を該組立体のばね偏倚力に抗して選択的に整合せしめる。ステム 592 が締付けられて図 12 A、図 12 B の整合状態を与え、取付けを容易とする。組立体 558 が別の歯車例えば歯車 42 と噛合うと、それぞれの装置 590 a、590 b のステム 592 が緩められて、歯車 560、570 の相対的回転が可能となって、噛合う歯車のバックラッシュが取上げられる。この緩め位置は図 11 A、図 11 B の形態と同様であるが、望ましくはそれぞれのボルト 590 の頭部 594 と座金 596 との間に間隙を設けて対応する噛合いのバックラッシュ状態の変化に適応するようにする。一つの実施例において、組立体 558 が別の歯車と噛合って取付けられたとき、装置 590 a、590 b は除去される。この実施例は噛合いによって偏倚力に抗している。

40

【0070】

それぞれの組立体 58、558 は一方の歯車に連結されてステムの軸線に沿って延長するねじ付きステムを有する調節装置を有する。装置はさらに、歯車に対して相対的な位置決めを与えるためステムに連結された頭部を含む。通常、組立体 58、558 は本発明の他の特性に関して互換性がある。更に、組立体 58、558 はバックラッシュ防止歯車 2

50

00と共に使用することができる。また、組立体58、558の別の実施例においてボルト90、590は、歯車の一方に固定されたねじ付きステムとし、これにねじ込まれたナットを可動の頭部としてもよい。ナットはステムに沿って位置決めされて他方の歯車に選択的に係合する。さらに別の実施例において、バックラッシュ防止組立体は省略される。本発明の変形例において、通常のシザー歯車が使用される。

【0071】

本明細書で引用した刊行物、特許明細書、特許出願明細書は参考文献として示すものであるが、個々の刊行物、特許明細書、特許出願明細書それぞれ本明細書の一部を構成する。

【0072】

上述の説明および図面によって本発明は図示され、詳述されたが、これらは説明を目的とするもので本発明を限定しない。すなわち、本発明の精神の範囲内のすべての変形例および改変例は保護されるべきである。

【図面の簡単な説明】

【0073】

【図1】図1は本発明の一実施例として示す内燃機関装置の前面立面図である。

【図2】図2は図1の実施例のバックラッシュ防止歯車組立体の部品の上面平面図。

【図3】図3は図1の実施例のバックラッシュ防止歯車組立体の部品の上面平面図。

【図4】図4は図2および図3の部品がバックラッシュ防止歯車組立体に整合しない関係で組込まれた上面平面図。

【図5】図5は図4のバックラッシュ防止歯車組立体の整合した状態の斜視図。

【図6】図6は図1の線6-6に沿う断面図で、アイドル歯車と調節可能の位置決め機構の断面図。

【図7】図7Aおよび図7Bは図1の装置の組み立ての異なる段階を示す概略正面立面図である。

【図8】図8A、図8Bおよび図8Cは図1の装置の一部の選択された作動状態を示す概略正面立面図である。

【図9】図9は図8Aないし図8Cに示す作動状態に関連する関係を示すグラフ。

【図10】図10は本発明の別の実施例として示すバックラッシュ防止歯車組立体の分解斜視図。

【図11】図11Aは図10のバックラッシュ防止歯車組立体の整合しない形態の上面平面図。図11Bは図11Aのバックラッシュ防止歯車組立体の側面立面図。

【図12】図12Aは図10のバックラッシュ防止歯車組立体の整合した形態の上面平面図。図12Bは図12Aのバックラッシュ防止歯車組立体の側面立面図。

【符号の説明】

【0074】

20	内燃機関装置	40	歯車列
50	バックラッシュ防止歯車	58	バックラッシュ防止歯車組立体
60、70	歯車	65	開口
75	凹所	66、76	歯車歯
67、77	リム	81	コイルばね
90	調節ボルト	92	ステム
94	頭部	100	アイドル歯車
120	位置決め機構	130	取付板
140	保持板	150	ねじ固定具

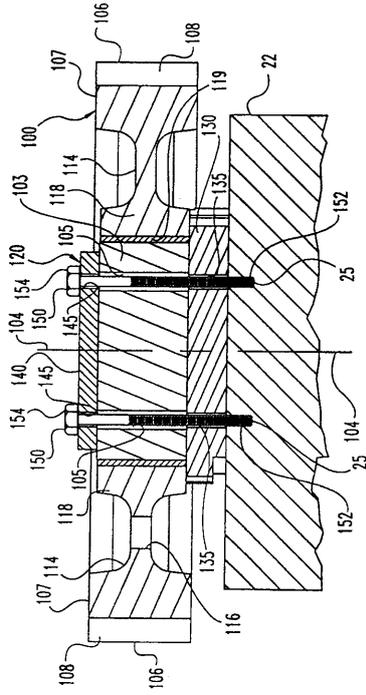
10

20

30

40

【 図 6 】



【 図 7 】

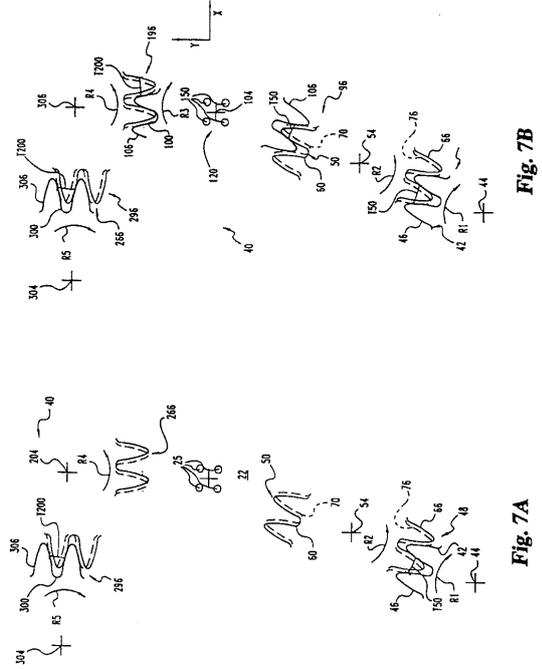


Fig. 7A

Fig. 7B

【 図 8 】

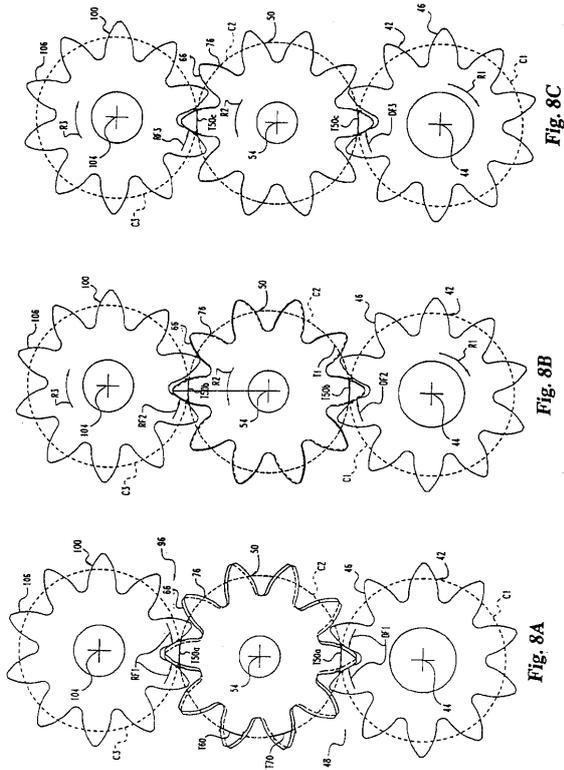
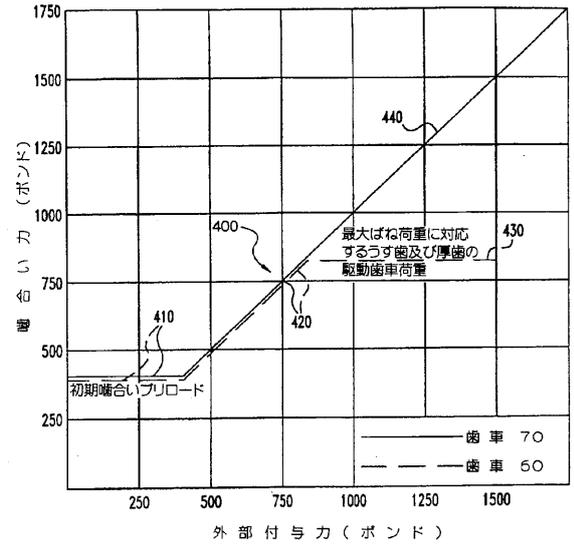


Fig. 8A

Fig. 8B

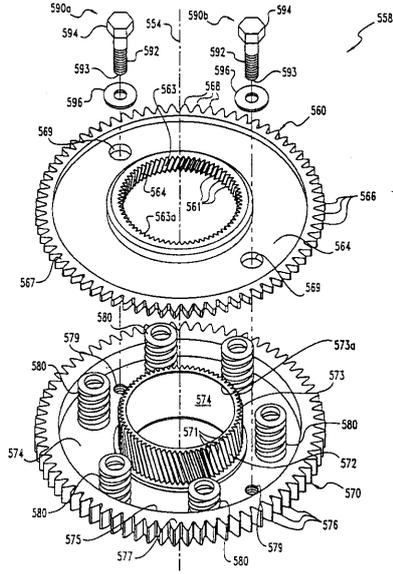
Fig. 8C

【 図 9 】



外部付与力 (ポンド)

【 10 】



【 11 】

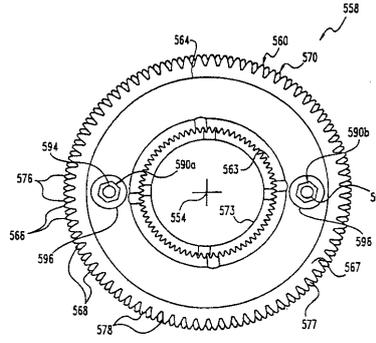


Fig. 11A

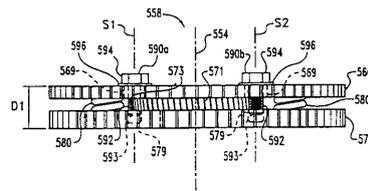


Fig. 11B

【 12 】

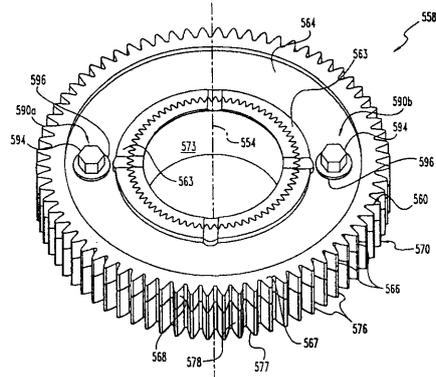


Fig. 12A

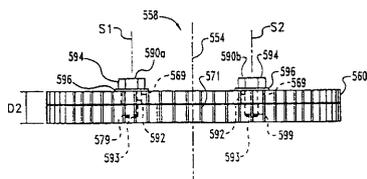


Fig. 12B

フロントページの続き

- (31)優先権主張番号 853378
(32)優先日 平成9年5月8日(1997.5.8)
(33)優先権主張国 米国(US)

前置審査

- (74)代理人 100075236
弁理士 栗田 忠彦
- (74)代理人 100075270
弁理士 小林 泰
- (72)発明者 パトリック・ジェイ・シュック
アメリカ合衆国インディアナ州46131, フランクリン, イースト・モンロー・ストリート 3
48
- (72)発明者 デーヴィッド・ピー・ジェンター
イギリス国ケニルワース, バーミンガム・ロード, ザ・バーリー・ハウス・アト・チェーズ・ファ
ーム
- (72)発明者 ケヴィン・エル・ミラー
アメリカ合衆国インディアナ州47265, ノース・ヴァーノン, サウス・カウンティ・ロード
・580・ウエスト 355
- (72)発明者 チャールズ・イー・ロング
アメリカ合衆国インディアナ州47201, コロンバス, サウス 700 ウェスト 10535
- (72)発明者 イリア・エル・ピラナー
アメリカ合衆国インディアナ州47201, コロンバス, アコーン・ドライブ 6064
- (72)発明者 デニス・アール・ティベッツ
アメリカ合衆国インディアナ州47201, コロンバス, シカモアー 2645

審査官 熊倉 強

- (56)参考文献 特開平04-025657(JP, A)
特開平05-340465(JP, A)
特開昭60-095272(JP, A)
実開昭55-037195(JP, U)
実開昭62-054367(JP, U)
実開平07-010606(JP, U)
特開昭63-243566(JP, A)
実開昭56-122855(JP, U)
実開昭56-173245(JP, U)
実開平07-019657(JP, U)
実開昭62-115558(JP, U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 55/18
F02B 67/04
F16H 57/12