

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6454456号
(P6454456)

(45) 発行日 平成31年1月16日(2019.1.16)

(24) 登録日 平成30年12月21日(2018.12.21)

(51) Int.Cl.

F 1 6 H 19/04 (2006.01)

F 1

F 1 6 H 19/04

E

請求項の数 25 (全 48 頁)

(21) 出願番号 特願2017-500799 (P2017-500799)
 (86) (22) 出願日 平成26年3月18日 (2014.3.18)
 (65) 公表番号 特表2017-508939 (P2017-508939A)
 (43) 公表日 平成29年3月30日 (2017.3.30)
 (86) 国際出願番号 PCT/US2014/031136
 (87) 国際公開番号 WO2015/142323
 (87) 国際公開日 平成27年9月24日 (2015.9.24)
 審査請求日 平成29年3月15日 (2017.3.15)

(73) 特許権者 516282352
 ラジェンドラン、ラジャ、ラマヌジャム
 アメリカ合衆国、48085 ミシガン州
 、トロイ、5179 シェイディ クリー
 ク ドライブ
 (73) 特許権者 516282363
 ブラシャンス アール、ラジェンドラン、
 ブラシャンス
 アメリカ合衆国、48085 ミシガン州
 、トロイ、5179 シェイディ クリー
 ク ドライブ
 (74) 代理人 100104411
 弁理士 矢口 太郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 摩擦に依存しない入力ー出力均一の比率で無段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

無段変速機であって、少なくとも1つのモジュールを有し、このモジュールは、(a) 実質的に径方向に延長する長さを有する径方向スロットを有する入力ディスクであって、以下の(b)と(c)との間に配置されるものである、前記入力ディスクと、(b) 少なくとも部分的に非径方向に延長する非径方向スロットを有する比率カムディスクと、(c) 1若しくはそれ以上のラックを有するラックアセンブリであって、当該ラックは、第1のスロットの長手方向軸に直交する長手方向軸を有し、前記第1のスロットは以下の(d)を収容するものである、前記ラックアセンブリと、(d) クランクピンであって、前記入力ディスクの前記径方向スロット、前記比率カムディスクの前記非径方向スロット、および前記ラックアセンブリの前記第1のスロット内に配置され、前記入力ディスクの長手方向軸と平行に延出するものである、前記クランクピンと、(e) 1若しくはそれ以上のピニオン軸に取り付けられ、対応する1若しくはそれ以上のラックと連結された1若しくはそれ以上のピニオンと、(f) 前記入力ディスクに動作可能に連結され、機能領域と非機能領域とを有する少なくとも1つの従動非円形歯車とを有するものであり、

10

20

前記少なくとも１つのモジュールは、駆動軸に配置された少なくとも１つの駆動非円形歯車が均一の角速度で長手方向軸の周りを回転し、少なくとも１つの従動非円形歯車と噛合して当該従動非円形歯車を駆動することにより、長手方向軸を中心として前記入力ディスクが非均一的な角速度を生じるように配置されているものであり、

前記クランクピンは、前記ラックアセンブリが前記１若しくはそれ以上のラックの長手方向軸に沿ってのみ移動することが可能となるように前記ラックアセンブリを往復運動させるものであり、

前記ラックアセンブリの前記往復運動により前記１若しくはそれ以上のピニオンが回転し、当該ピニオンの回転方向は定期的に逆転されるとともに、当該ピニオンの回転は出力歯車またはスプロケットの一方向回転へと変換されるものであり、

前記出力歯車またはスプロケットは、前記１若しくはそれ以上のピニオン軸と、前記ピニオンが特定の方向に回転する場合に前記出力歯車またはスプロケットを前記ピニオンに係合させる一方向軸受、ラチェット機構、またはコンピュータ制御クラッチのうちの１つとによって回転されるものである、

無段変速機。

【請求項２】

請求項１記載の無段変速機において、前記比率カムディスクおよび前記入力ディスクは互いに隣接して同一軸上に配置され、制御機構を通して同期して回転または非同期的に回転するように制御可能であり、実質的に同期して回転している場合は、前記クランクピンの長手方向軸は、前記入力ディスクの長手方向軸から実質的に一定の距離に維持されており、非同期的に回転している場合は、前記クランクピンの長手方向軸から前記入力ディスクの長手方向軸への距離は、比率変更機構を介して変更されるものである無段変速機。

【請求項３】

請求項２記載の無段変速機において、

前記制御機構は第１の傘歯車ペアを有し、前記第１の傘歯車ペアは、第１の駆動傘歯車と、異なる有効径を有する第１の従動傘歯車とを有するものであり、

前記第１の駆動傘歯車は前記入力ディスクと同軸上に連結されており、前記第１の従動傘歯車は駆動平歯車と同軸上に連結されているものであり、当該駆動平歯車は、スペーサを介して当該駆動平歯車から一定の距離だけ離間された実質的に同一の従動平歯車を回転させるものであり、

前記従動平歯車は第２の傘歯車ペアの第２の駆動傘歯車と同軸上に連結され、前記第２の傘歯車ペアの第２の従動傘歯車を回転させるものであり、

前記第１の駆動傘歯車は前記第２の従動傘歯車と実質的に同一であり、前記第１の従動傘歯車は前記第２の駆動傘歯車と実質的に同一であり、前記第２の従動傘歯車は比率カムディスクと同軸上に連結されているものであり、

前記駆動平歯車および前記従動平歯車の長手方向軸間に相対運動が存在しない場合は、前記入力ディスクおよび前記比率カムディスクは実質的に同期して回転し、前記駆動平歯車および前記従動平歯車の長手方向軸間に相対運動が存在する場合は、前記入力ディスクおよび前記比率カムディスクは非同期的に回転するものであり、前記比率変更機構を介するこの非同期的回転により、前記入力ディスクの長手方向軸と前記クランクピンの長手方向軸との間の距離が変更され、それにより、前記ラックアセンブリの直線移動が変更されるものである、

無段変速機。

【請求項４】

請求項３記載の無段変速機において、前記駆動平歯車の長手方向軸と前記第１の従動傘歯車の長手方向軸との交点、前記従動平歯車の長手方向軸と前記第２の駆動傘歯車の長手方向軸との交点、またはその両方に、自在継手が配置されるものである無段変速機。

【請求項５】

請求項２記載の無段変速機において、

前記制御機構は前記入力ディスクと同軸上に取り付けられたねじれ溝付鍔部材を有し、

10

20

30

40

50

前記比率カムディスクは、前記ねじれ溝付鍔部材に適合する形状を有する孔を画成し、前記ねじれ溝付鍔部材と実質的に同軸上に配置されているものであり、それにより、前記比率カムディスクおよび前記入力ディスクは、所定の距離を置いて互いに離間されるものであり、

前記比率カムディスクと前記入力ディスクとを離間する距離が実質的に一定に保たれている場合は、前記比率カムディスクおよび前記入力ディスクは実質的に同期して回転し、

前記距離が変更されている間は、前記比率カムディスクおよび前記入力ディスクは非同期的に回転するものであり、

前記比率カムディスクおよび前記入力ディスクの前記非同期的回転により、前記比率変更機構を介して、前記クランクピンの長手方向軸と前記入力ディスクの長手方向軸との間の距離が変更されるものである、

無段変速機。

【請求項 6】

請求項 2 記載の無段変速機において、

前記入力ディスクおよび前記比率カムディスクは、その周囲上に同一のピッチの曲線を有する歯車形状を有し、

前記制御機構は軸方向に連結された 2 セットの間円形歯車ペアを有しており、各ペア内の 2 つの歯車は異なるピッチの曲線を有し、各ペアの歯車の 1 つは同一のピッチの曲線を有するものであり、

前記中間円形歯車ペアの軸は前記入力ディスクの長手方向軸および前記比率カムディスクの長手方向軸と平行に配置され、かつこれらの軸は、前記 2 セットのうち 1 つのセットの中の 1 つの歯車が前記入力ディスクと径方向に噛み合うように構成され、同一のピッチの曲線を有するもう一方のセットの中の 1 つの歯車が前記比率カムディスクと径方向に噛み合うように構成され、かつ両ペアのもう一方の歯車が前記入力ディスクおよび前記比率カムディスクと同軸上に配置されている別の共通中間円形歯車と径方向に噛み合うように構成されるように離間されているものであり、

さらに、前記軸方向に連結された 2 セットの間円形歯車ペアの長手方向軸は、前記入力ディスクの長手方向軸から実質的に一定距離にある経路に沿ってのみ移動するように制限されており、

前記移動中、前記入力ディスクおよび前記比率カムディスクは非同期的に回転するものであり、

前記比率カムディスクおよび前記入力ディスクの前記非同期的回転により、前記比率変更機構を介して、前記クランクピンの長手方向軸と前記入力ディスクの長手方向軸との間の距離が変更されるものである無段変速機。

【請求項 7】

請求項 1 記載の無段変速機において、さらに、

複数のモジュールを有し、

前記複数のモジュールは、前記従動非円形歯車の少なくとも 1 つの機能領域が前記駆動非円形歯車の機能領域に接触するように配向されており、

前記少なくとも 1 つの従動非円形歯車の機能領域は、別の従動非円形歯車の機能領域と重複するように係合されており、それにより、前記入力ディスクが一回転する間、従動非円形歯車間で一連の連続した係合が生じ、前記駆動非円形歯車の機能領域が前記少なくとも 1 つの従動非円形歯車の機能領域に常時接触した状態になるものである無段変速機。

【請求項 8】

請求項 7 記載の無段変速機において、前記駆動非円形歯車および前記連続的に係合した従動非円形歯車の機能領域間の重複した係合の量は実質的に同一である無段変速機。

【請求項 9】

請求項 1 記載の無段変速機において、実質的に長方形のスロットを有する実質的に長方形のスライダガイドは、前記ラックアセンブリの前記第 1 のスロットに配置され、前記クランクピンを取り囲むものである無段変速機。

【請求項 10】

請求項1記載の無段変速機において、前記ラックアセンブリは、さらに、
ダミーラックを有し、
前記ダミーラックは、前記ラックアセンブリに隣接して設けられ、前記ラックアセンブリの質量と実質的に同一の質量を有し、前記ラックアセンブリとは実質的に反対方向に移動して前記ラックアセンブリの往復運動による不均衡がもたらす振動を補償するものである無段変速機。

【請求項 11】

請求項1記載の無段変速機において、
前記入力ディスクは、前記入力ディスクの長手方向軸を中心とする周囲方向において前記径方向スロットと反対位置にある第2の径方向スロットを有し、
前記比率カムディスクは、前記比率カムディスクの長手方向軸を中心とする周囲方向において前記非径方向スロットとは反対位置にある第2の非径方向スロットを有しており、
前記クランクピンの質量と実質的に同一の質量を有するダミークランクピンは、前記入力ディスクおよび前記比率カムディスクの前記第2の非径方向スロットに沿って、前記クランクピンとは反対方向にスライドして前記クランクピンによる中心から外れた回転によって生じる不均衡がもたらす振動を補償するものである無段変速機。

【請求項 12】

請求項1記載の無段変速機において、前記ラックアセンブリは、さらに、
前記第1のスロットに実質的に直交し、前記駆動軸を収容する第2のスロットを有するものである無段変速機。

【請求項 13】

請求項1記載の無段変速機において、前記少なくとも1つの従動非円形歯車の機能領域は、前記少なくとも1つの駆動非円形歯車の機能領域と係合して前記ラックアセンブリを実質的に一定の速度で移動させ、前記少なくとも1つの従動非円形歯車の非機能領域は、前記少なくとも1つの駆動非円形歯車の非機能領域と係合して前記ラックアセンブリを停止状態まで減速し、実質的に一定速度になるまで反対方向に加速するものである無段変速機。

【請求項 14】

請求項2記載の無段変速機において、
前記比率変更機構は、前記クランクピンと、前記比率カムディスクと、前記入力ディスクとを有し、
前記クランクピンは、前記入力ディスクの前記径方向スロットおよび前記比率カムディスクの前記非径方向スロットに配置されており、前記入力ディスクと前記比率カムディスクとの間の相対角速度により前記クランクピンが前記入力ディスクの径方向スロットに沿って径方向に移動して、前記入力ディスクの長手方向軸と前記クランクピンの長手方向軸との間の距離が変化するものである

無段変速機。

【請求項 15】

請求項1記載の無段変速機において、さらに、
各出力歯車または出力スプロケットからの出力を次の出力に連結する複数のパワーリンク軸を有するものである無段変速機。

【請求項 16】

請求項1記載の無段変速機において、さらに、
前記ラックアセンブリは、前記ラックアセンブリがスロットの枠内で一次元にのみ移動するようにガイドする少なくとも1つの伸縮自在ガイドスリーブを有し、これにより、前記スロットの枠のサイズを減少することが可能となるものである無段変速機。

【請求項 17】

請求項1記載の無段変速機において、前記ラックアセンブリは、適切な質量のラック用重りと、前記ラックからの運動を前記ラック用重りへ移動させるホイールとをさらに有し

10

20

30

40

50

、前記ラック用重りは、前記ラックアセンブリと実質的に反対方向へ移動することにより、前記ラックの振動運動による振動を補償するものである無段変速機。

【請求項 18】

請求項 1 記載の無段変速機において、クランクピン用重りは、前記クランクピンの質量と実質的に同一の質量を有し、前記クランクピンの運動とは反対方向にスライドして前記クランクピンによる中心から外れた回転によって生じる振動を補償するものである無段変速機。

【請求項 19】

請求項 1 記載の無段変速機において、

前記出力歯車またはスプロケットは、さらに、入力マイタ歯車と、複数の実質的に同軸の出力マイタ傘歯車と、前記出力マイタ傘歯車と実質的に同軸に配置された貫通軸とを有するアセンブリと連結されており、前記出力マイタ傘歯車は、実質的に中心かつ互いに反対の位置に設けられた貫通孔を有し、これにより、前記出力マイタ傘歯車は、実質的に互いに反対方向へ回転するものであり、

複数の実質的に同軸の鏝部材は、前記出力マイタ傘歯車のうちの 1 つと係合して独立して移動するように構成されているものである

無段変速機。

【請求項 20】

請求項 19 記載の無段変速機において、前記鏝部材のうちの 1 つは、前記出力マイタ傘歯車の 1 つと連結されると当該鏝部材は特定の方向へ回転するものであり、当該鏝部材の連結が別の出力マイタ傘歯車へ切り替わると方向が変更されるものである無段変速機。

【請求項 21】

請求項 19 記載の無段変速機において、前記鏝部材が前記出力マイタ傘歯車のいずれにも連結していない場合、前記鏝部材は制限されることなく任意の方向に回転自在であり、中立歯車として機能するものである無段変速機。

【請求項 22】

請求項 19 記載の無段変速機において、前記鏝部材が前記出力マイタ傘歯車の両方と連結している場合、前記鏝部材の回転は制限されて、パーキング歯車として機能するものである無段変速機。

【請求項 23】

請求項 15 記載の無段変速機において、前記パワーリンク軸からの動力は、入力軸と同軸上に配置された歯車またはスプロケットを介して出力部材へ伝達されるものである無段変速機。

【請求項 24】

請求項 23 記載の無段変速機において、前記出力部材からの動力は遊星歯車システムのリングギア、キャリア、または太陽歯車に連結されており、前記入力軸は前記遊星歯車システムの 2 つの要素の 1 つに連結されており、最終出力は残りの第 3 の要素に連結されているものである無段変速機。

【請求項 25】

請求項 24 記載の無段変速機において、前記遊星歯車システムからの最終出力はエネルギーを一時的にはずみ車システムに蓄え、後に動力をホイールへ戻す、および / または動力を直接ホイールへ伝達するものである無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

関連出願の相互参照

仮出願

出願番号：61788563

表題：無段変速機

【背景技術】

10

20

30

40

50

【 0 0 0 2 】

特許US 5603240およびUS 20100199805は設計で数個機能を使用。

【 0 0 0 3 】

本発明効果は次のとおり：

US 5603240特許は、出力 入力同軸を持っていなく、及び、従って、構成を必要する用途には不使用。比率が変更されるように出力が走行する。そのため、定常出力が必要な場合、設計を不使用。新しい発明は静止しており、同軸入力及び出力軸を提供する。この従来技術で使用されるエンベロープが比較的大きくなる。

【 0 0 0 4 】

US 20100199805は、正弦波出力を提供し、及び、安定した均一な入力が与えられた時、いくつかのモジュールでは、「波紋」を最小化するために使用。従って、安定で均一な出力が所望される場合、本設計が不使用。入力が安定し、均一である場合に、新発明は、安定的かつ均一な出力を提供する。少なくとも3つのモジュールを用いて達成可能。

【発明の概要】

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 5 】

本発明の主目的は、摩擦または摩擦係数に依存せず高トルクを伝達する能力により、入力が均一で安定しているとき均一で安定した出力を提供することにある。今日の市場における無段変速機の大半は摩擦に依存するものであるため、高トルクを伝達する能力に欠ける。摩擦に依存しない無段変速機の場合、入力が均一で安定している場合でも、出力は均一で安定したものでない。本設計は、サイズを全体的に縮小し、経済的に大量生産することを支援する。また、本設計は、任意のシステムに容易に一体化可能である。また、本設計は、高荷重用から低荷重用まで多目的使用が可能である。また、本設計は従来の伝動機と交換可能であり変更を殆ど必要としない。また、本設計は定常同軸入力および出力のオプションを提供する。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 0 6 】

【図1】無段変速機（CVT）の一般的な組付け斜視図

【図2】フレーム付き一般的な組付け斜視図CVTはコンポーネントの内部サブ組付けの一般的な配置を示す透明した。

【図3a】フレーム - 本体筐体 - 二つの同一部品は、1つの本体筐体を形成するために一緒に留める。A．斜視図は、本体筐体の一方の側に示す詳細を表示する。

【図3b】フレーム - 本体筐体 - 二つの同一部品は、1つの本体筐体を形成するために一緒に留める。B．斜視図は本体筐体の反対側に示す詳細を表示する。

【図4】フレーム - 伸縮スリーブガイド斜視図。

【図5】フレーム - クロス - ラックガイドの斜視図。

【図6】入力軸の斜視図。

【図7】中間歯車軸斜視図。

【図8】接続力軸斜視図。

【図9】キャリア軸斜視図。

【図10A】クロス - ラック 組付け、2つの斜視図を示し、及び、正射投影視図、入力軸スロット及びクランクピンスロットの詳細を示し、ラックの向き及び分岐の詳細。A - トップ図。

【図10B】クロス - ラック 組付け、2つの斜視図を示し、及び、正射投影視図、入力軸スロット及びクランクピンスロットの詳細を示し、ラックの向き及び分岐の詳細。B - 斜視図1。

【図10C】クロス - ラック 組付け、2つの斜視図を示し、及び、正射投影視図、入力軸スロット及びクランクピンスロットの詳細を示し、ラックの向き及び分岐の詳細。C -

10

20

30

40

50

斜視図 2。

【図 10D】クロス - ラック 組付け、2つの斜視図を示し、及び、正射投影視図、入力軸スロット及びクランクピンスロットの詳細を示し、ラックの向き及び分岐の詳細。D - 前面図。

【図 10E】クロス - ラック 組付け、2つの斜視図を示し、及び、正射投影視図、入力軸スロット及びクランクピンスロットの詳細を示し、ラックの向き及び分岐の詳細。E - 側面図。

【図 10F】クロス - ラック 組付け、2つの斜視図を示し、及び、正射投影視図、入力軸スロット及びクランクピンスロットの詳細を示し、ラックの向き及び分岐の詳細。F - 背面図。

10

【図 10G】クロス - ラック 組付け、2つの斜視図を示し、及び、正射投影視図、入力軸スロット及びクランクピンスロットの詳細を示し、ラックの向き及び分岐の詳細。G - 突起の詳細を示す拡大図。

【図 11A】ピニオン。A - 前面図。

【図 11B】ピニオン。B - 側面図。

【図 11C】ピニオン。C - トップ図。

【図 11D】ピニオン。D - 斜視図。

【図 12A】ピニオン軸。A - 前面図。

【図 12B】ピニオン軸。B - 側面図。

【図 12C】ピニオン軸。C - 斜視図。

20

【図 13A】なし。

【図 13B】なし。

【図 13C】なし。

【図 14A】なし。

【図 14B】なし。

【図 14C】なし。

【図 15A】なし。

【図 15B】なし。

【図 15C】なし。

【図 16】なし。

30

【図 17】なし。

【図 18A】なし。

【図 18B】なし。

【図 18C】なし。

【図 19A】なし。

【図 19B】なし。

【図 19C】なし。

【図 19D】なし。

【図 20A】比率カム。A - 前面図。

【図 20B】比率カム。B - トップ図。

40

【図 20C】比率カム。C - 斜視図。

【図 21A】非円形歯車（駆動）。A - トップ図。

【図 21B】非円形歯車（駆動）。B - 前面図。

【図 21C】非円形歯車（駆動）。C - 斜視図。

【図 22A】非円形歯車（駆動中）。A - トップ図。

【図 22B】非円形歯車（駆動中）。B - 前面図。

【図 22C】非円形歯車（駆動中）。C - 斜視図。

【図 23A】ダミクランクピン。A - トップ図。

【図 23B】ダミクランクピン。B - 前面図。

【図 23C】ダミクランクピン。C - 斜視図。

50

- 【図 2 4 A】クランクピン。A - トップ図。
 【図 2 4 B】クランクピン。B - 前面図。
 【図 2 4 C】クランクピン。C - 側面図。
 【図 2 4 D】クランクピン。D - 斜視図。
 【図 2 5 A】中級円形歯車 C 2 - C 3。A - 前面図。
 【図 2 5 B】中級円形歯車 C 2 - C 3。B - 側面図。
 【図 2 5 C】中級円形歯車 C 2 - C 3。C - 斜視図。
 【図 2 6 A】キャリア歯車 C 4 a - C 5 b。A - 前面図。
 【図 2 6 B】キャリア歯車 C 4 a - C 5 b。B - 側面図。
 【図 2 6 C】キャリア歯車 C 4 a - C 5 b。C - 斜視図。 10
 【図 2 7 A】中級円形歯車 C 4 - C 5。A - 前面図。
 【図 2 7 B】中級円形歯車 C 4 - C 5。B - 側面図。
 【図 2 7 C】中級円形歯車 C 4 - C 5。C - 斜視図。
 【図 2 8 A】中級円形歯車 C 1。A - 前面図。
 【図 2 8 B】中級円形歯車 C 1。B - 側面図。
 【図 2 8 C】中級円形歯車 C 1。C - 斜視図。
 【図 2 9 A】スペーサー。A - 前面図。
 【図 2 9 B】スペーサー。B - トップ図。
 【図 2 9 C】スペーサー。C - 斜視図。
 【図 3 0 A】捻れ溝機構為の変更レバー歯車。A - 側面図。 20
 【図 3 0 B】捻れ溝機構為の変更レバー歯車。B - 前面図。
 【図 3 0 C】捻れ溝機構為の変更レバー歯車。C - トップ図。
 【図 3 0 D】捻れ溝機構為の変更レバー歯車。D - 斜視図。
 【図 3 1 A】捻れ溝。A - 前面図。
 【図 3 1 B】捻れ溝。B - 側面図。
 【図 3 1 C】捻れ溝。C - 斜視図。
 【図 3 2 A】静止微分カラー。A - 前面図。
 【図 3 2 B】静止微分カラー。B - 側面図。
 【図 3 2 C】静止微分カラー。C - 断面図。
 【図 3 2 D】静止微分カラー。D - 斜視図。 30
 【図 3 3 A】動的微分カラー。A - 前面図。
 【図 3 3 B】動的微分カラー。B - 側面図。
 【図 3 3 C】動的微分カラー。C - 断面図。
 【図 3 3 D】動的微分カラー。D - 斜視図。
 【図 3 4】スリーブ。入力傘斜視図。
 【図 3 5】図 3 5 - 4 3 : 動きを示す図 / ラック組付け上の位置、入力ディスクが回転するピンをクランク : 様々な段階で示される。近い軸にクランクピンが有り、及び、0°での入力ディスク。
 【図 3 6】図 3 5 - 4 3 : 動きを示す図 / ラック組付け上の位置、入力ディスクが回転するピンをクランク : 様々な段階で示される。近い軸にクランクピンが有り、及び、45°での入力ディスク。 40
 【図 3 7】図 3 5 - 4 3 : 動きを示す図 / ラック組付け上の位置、入力ディスクが回転するピンをクランク : 様々な段階で示される。近い軸にクランクピンが有り、及び、90°での入力ディスク
 【図 3 8】図 3 5 - 4 3 : 動きを示す図 / ラック組付け上の位置、入力ディスクが回転するピンをクランク : 様々な段階で示される。中間点でのクランクピン、及び、0°での入力ディスク。
 【図 3 9】図 3 5 - 4 3 : 動きを示す図 / ラック組付け上の位置、入力ディスクが回転するピンをクランク : 様々な段階で示される。中間点でのクランクピン、及び、45°での入力ディスク。 50

【図 4 0】図 3 5 - 4 3 : 動きを示す図 / ラック組付け上の位置、入力ディスクが回転するピンをクランク : 様々な段階で示される。中間点でのクランクピン、及び、90°での入力ディスク。

【図 4 1】図 3 5 - 4 3 : 動きを示す図 / ラック組付け上の位置、入力ディスクが回転するピンをクランク : 様々な段階で示される。歯車からクランクピン最遠、及び、0°での入力ディスク。

【図 4 2】図 3 5 - 4 3 : 動きを示す図 / ラック組付け上の位置、入力ディスクが回転するピンをクランク : 様々な段階で示される。歯車からクランクピン最遠、及び、45°での入力ディスク。

【図 4 3】図 3 5 - 4 3 : 動きを示す図 / ラック組付け上の位置、入力ディスクが回転するピンをクランク : 様々な段階で示される。歯車からクランクピン最遠、及び、90°での入力ディスク。

10

【図 4 4】入力変更を説明する分解図 - 斜視図。配置および非円形歯車の歯車トレーンを示す詳細、および、入力ディスクに中間歯車。

【図 4 5】比カムの斜視図、入力ディスクおよびクランクピン。カムは、ピンの位置を変化させる方法の背後に示す動作。入力ディスク側（明確ために比カム及び入力ディスクが透明示される）。

【図 4 6】比カムの斜視図、入力ディスクおよびクランクピン。カムは、ピンの位置を変化させる方法の背後に示す動作。比カム側。

【図 4 7】遊星歯車交換機構の動作を示す再生回数。遊星歯車交換機構の斜視図。主フレームでは明確性のために、部分的に透明される。

20

【図 4 8】遊星歯車交換機構の動作を示す再生回数。斜視図では遊星歯車交換機構、及び、主フレーム内の円形スロットの詳細を示す。主フレームでは明確性の為、部分的に透明される。（クローズアップ）

【図 4 9】遊星歯車交換機構の動作を示す再生回数。前面図では遊星歯車交換機構を示す。主フレームでは明確性のために透明される。

【図 5 0】遊星歯車交換機構の動作を示す再生回数。側面図では遊星歯車交換機構を示す。主フレームでは明確性のために透明される。

【図 5 1】分解図では差動機構を示す、部品配置および作業を示す。（斜視図）

【図 5 2】図 5 2 5 7 : 様々な段階での差動機構の比率変更動作を説明する図。部分的に機能および内部の詳細を説明するために区分されて示す。差動機構（一部断面）図 1。

30

【図 5 3】図 5 2 5 7 : 様々な段階での差動機構の比率変更動作を説明する図。部分的に機能および内部の詳細を説明するために区分されて示す。差動機構（一部断面）図 2。

【図 5 4】図 5 2 5 7 : 様々な段階での差動機構の比率変更動作を説明する図。部分的に機能および内部の詳細を説明するために区分されて示す。差動機構（一部断面）図 3。

【図 5 5】図 5 2 5 7 : 様々な段階での差動機構の比率変更動作を説明する図。部分的に機能および内部の詳細を説明するために区分されて示す。差動機構（一部断面）図 4。

【図 5 6】図 5 2 5 7 : 様々な段階での差動機構の比率変更動作を説明する図。部分的に機能および内部の詳細を説明するために区分されて示す。差動機構（一部断面）図 5。

【図 5 7】図 5 2 5 7 : 様々な段階での差動機構の比率変更動作を説明する図。部分的に機能および内部の詳細を説明するために区分されて示す。差動機構（一部断面）図 6。

40

【図 5 8】組付けは交換歯車機構 - 捻れ溝機構の操作を示す（分解立体図）。

【図 5 9】トップ図では伸縮案内の操作を説明する。

【図 6 0】伸縮機構の詳細。一方側のプライマリ及びセカンダリの詳細を表示為透明した。

【図 6 1】図 6 1 6 2 : 入力ディスクの組付け、クロスラック組付け、クランクピンおよびクランクピン障壁具、クランクピン障壁具機能の背後にある概念を表示する。クランクピン及びクランクピン障壁具はそれらが入力スロットの中央にある場合。

【図 6 2】図 6 1 6 2 : 入力ディスクの組付け、クロスラック組付け、クランクピンおよびクランクピン障壁具、クランクピン障壁具機能の背後にある概念を表示する。クラン

50

クピン及びクランクピン障壁具は入力スロットを出る地位。

【図 6 3】一方向軸受組付けの分解図（ピニオン部分断面に内部詳細を示す）

【図 6 4】一方向軸受組付け。

【図 6 5】接続力組付け。

【図 6 6】組付け振動相殺の概念を示す。

【図 6 7】振動相殺機構：サブ組付け。

【図 6 8】完全な C V T 組付けはモジュール及びラックの向きを示し：4 つのモジュールが配置される方法を説明する。

【図 6 9】図 6 9 7 2：非円形歯車配置のオプション、一般的な非円形の駆動歯車は二つの非円形従動歯車とともに使用される地位。図 6 9 非円形歯車は 1 3 5 ° に配置。

10

【図 7 0】図 6 9 7 2：非円形歯車配置のオプション、一般的な非円形の駆動歯車は二つの非円形従動歯車とともに使用される地位。図 7 0 非円形歯車は 4 5 ° に配置。

【図 7 1】図 6 9 7 2：非円形歯車配置のオプション、一般的な非円形の駆動歯車は二つの非円形従動歯車とともに使用される地位。図 7 1 非円形歯車は () 4 5 ° に配置。

【図 7 2】図 6 9 7 2：非円形歯車配置のオプション、一般的な非円形の駆動歯車は二つの非円形従動歯車とともに使用される地位。図 7 2 非円形歯車は () 1 3 5 ° に配置。

【図 7 3】図 7 3 - 7 5：どのように一定かつ均一な出力を示す詳細が達成される。図 7 3 各モジュールの組付け向き。

【図 7 4】図 7 3 - 7 5：どのように一定かつ均一な出力を示す詳細が達成される。図 7 4 グラフは、重複して一定かつ均一な出力を示し、各ラックでの各出力および 合計出力を示す。

20

【図 7 5】図 7 3 - 7 5：どのように一定かつ均一な出力を示す詳細が達成される。図 7 5：全サイクル為重複及び係合の配列と出力のグラフ表示。

【図 7 6】図 7 6 - 7 9：マイター歯車組付けの前方、逆方、中性及びパーク歯車を記述する。図 7 6：前方歯車用のクラッチ締結。

【図 7 7】図 7 6 - 7 9：マイター歯車組付けの前方、逆方、中性及びパーク歯車を記述する。図 7 7：逆方歯車用のクラッチ締結。

【図 7 8】図 7 6 - 7 9：マイター歯車組付けの前方、逆方、中性及びパーク歯車を記述する。図 7 8：中性歯車用のクラッチ締結。

【図 7 9】図 7 6 - 7 9：マイター歯車組付けの前方、逆方、中性及びパーク歯車を記述する。図 7 9：パーク歯車用のクラッチ締結。

30

【図 8 0 A】非円形歯車の間に複数の連絡先を排除するために、中間歯車の使用する概念。A トップ図。

【図 8 0 B】非円形歯車の間に複数の連絡先を排除するために、中間歯車の使用する概念。B - 前面図

【図 8 1 A】内歯車で同軸出力要素。A 前面図。

【図 8 1 B】内歯車で同軸出力要素。B - 断側面図。

【図 8 1 C】内歯車で同軸出力要素。C - 斜視図。

【図 8 2】詳細は組付け同軸出力部材の配置を示す。図 8 3：駆動ギアの機能しない部分の半径が計算した為の製法。図 8 4：ラック 6 4 の線速度が一定となるように非円形歯車の形状の数学的導出。

40

【発明を実施するための形態】

【0 0 0 7】

発明の概要：

簡単に本発明を説明する為、無段変速機 (C V T) である。既存 C V T の設計は異なり、この特定設計は動力を伝達する摩擦に依存しない。今日の C V T の大半は摩擦に依存して動力を伝達するため、低速で高い動力を伝達する必要がある場合は使用することができない。有利な点において、本発明は高トルク伝達が必要とされる場合に使用可能である。このような設計により同軸入力および出力はが実現できる。

【0 0 0 8】

50

上記無段変速機（ＣＶＴ）の動作は、以下の単純な連続操作により記載できる。

【０００９】

a) クランクピン（図２３）は、所定のオフセットされた距離を置いて入力ディスク（図１４）の軸の周りを回転するが、このオフセット距離は変更可能である。（この操作を記載した概念は別の米国特許出願公開第２０１０／０１９９８０５号明細書にも存在する。しかし、この概念の使用方法、オフセットがどのように変更されるかなどについて、本明細書では、全く異なるアプローチが、はるかに単純でコンパクトなやり方で適応されている。）

b) このオフセットクランクピン４２はラックアセンブリ（図１０）のスロットに収容されており、ラックアセンブリはラックがラック６４に平行な方向にのみ移動できるように制限されている。別のスロットを運動方向に直交する方向に配向させることにより、クランクピン４２の回転運動は、完全に直線的なラック６４の前後運動に変換される。この機構は、当業界では「スコッチヨーク機構」として一般的に知られている。この直線前後運動の距離（ストローク）は、入力ディスク１６の軸から測ったクランクピン４２の径方向距離に正比例する。

【００１０】

c) ラック６４はピニオン（図１１）に連結されており、ラック６４の直線運動はピニオン４７のロッキング振動に変換される。

【００１１】

d) ロッキング振動運動は、ラチェット機構／一方向軸受／コンピュータ制御クラッチを用いて一方向回転に変換される。

【００１２】

本発明の主な目的の１つは、入力角速度が一定で均一である場合に、一定で均一な出力角速度を達成することである。しかし、出力が正弦波形である場合は、上記工程を使用してもそれは達成されない。入力ディスク１６の角変位の変化率を調整することにより、均一で安定した出力を達成できる。１組の非円形歯車である、駆動歯車（図２２）および従動歯車（図２１）を使用することにより、入力ディスク１６の角変位の変化率を変更できる。従動円形歯車９からの出力は、いくつかの中間円形歯車を介して入力ディスク１６に移転される。

【００１３】

駆動非円形歯車８プロファイルは式で与えられる。 の関数として表される「 r 」半径は $r(\theta) = R * K * CTR / [R * K + f(\theta)]$ 、"K"は定数ですべて一定歯車の半径に依存し、及び、"R"は運転非円形歯車８に及びの出力角変位の変化率の間所望比、"R"のための理想的な値は一般的に１である。「K」は中間歯車の半径に由来し、そして、駆動歯車の半径積で割った、従動歯車の半径の積に等しいである。「K」為理想的な値は一般的に１である。「CTR」は２つの非円形歯車８及びの中心間距離である。これは、組付け為利用可能なエンベロープに基づいて選択される。 $F(\theta)$ いずれかになり \sin または \cos 。900回転以外、両方式は同一及び交換可能なプロファイルが得られる。

【００１４】

被駆動非円形歯車のプロファイルは、式 $r(\theta) = CTR - \{R * K * CTR / [R * K + f(\theta)]\}$ で与えられる、使用されるプロファイル形状導出及び限定要素は、後続話題で詳しく説明される。

本発明にCADモデルを理解役立ちために、設計、作成、及び以下に説明する：
使用される機能は次のとおり：

"R"のために選択された値は１である。

【００１５】

"K"のために選択された値は１である。

【００１６】

共通の入力軸（図６）及び 駆動用非円形歯車は、すべて４つモジュール為使用され

る。

一般的なクロスラック組付け 4 4、入力ディスク 1 6、駆動非円形歯車 9、中間円形歯車、クランクピン 4 2、比カム（図 2 0）及び比変更機構は、二つのモジュールに使用される。

二つのラック 6 4 は 1 8 0°の位相シフト及び交差ラック組付け 4 4 に配置される。

モジュールの別の同一の組付けは、第 2 モジュール組付けは、第 1 モジュール組付けの側面反転であるように配置し、90 度回転される。

【 0 0 1 7 】

構成部品のリスト：

- | | |
|--|----|
| 1) フレーム - 本部 | 10 |
| 2) フレーム - クロスラック案内 | |
| 3) フレームテレスコピック案内 | |
| 4) 入力軸 | |
| 5) 入力軸受 | |
| 6) 中間歯車軸 | |
| 7) 中間歯車軸軸受 | |
| 8) 非円形歯車（運転） | |
| 9) 非円形歯車（駆動） | |
| 1 0) 中間の円形歯車 C 1 | |
| 1 1) 中間円形歯車 C 2 - C 3 | 20 |
| 1 2) 中間円形歯車 C 4 - C 5 | |
| 1 3) 軸受 - 襟（静止および動的） | |
| 1 4) 軸受 - 円形歯車の C 2 - C 3 | |
| 1 5) 軸受 - 円形歯車の C 4 - C 5 | |
| 1 6) 入力ディスク | |
| 1 7) 軸受 - 入力ディスク | |
| 1 8) 比率カム | |
| 1 9) 軸受 - 比カム | |
| 2 0) 中間キャリアの円形は、コンデンサ C 4 a - C 5 a は歯車 | |
| 2 1) キャリア軸 | 30 |
| 2 2) 軸受 - キャリア軸 | |
| 2 3) 比率変化レバー - 惑星機構 | |
| 2 4) スリーブ - 入力ディスク - 傘 | |
| 2 5) 文房具差動カラー | |
| 2 6) 文房具差動カラー拍車軸軸受 | |
| 2 7) 文房具差動カラー拍車歯車軸 | |
| 2 8) a) 静止差動カラー小傘歯車 | |
| b) 静止差動襟大傘歯車 | |
| 2 9) 文房具差動カラー拍車歯車 | |
| 3 0) スペース | 40 |
| 3 1) 動的差動カラー | |
| 3 2) 動的差動カラー拍車軸軸受 | |
| 3 3) 動的差動カラー拍車歯車軸 | |
| 3 4) a) ダイナミック差動カラー小傘歯車 | |
| b) ダイナミック差動カラー大傘歯車 | |
| 3 5) 動的差動カラー拍車歯車 | |
| 3 6) 自在継手 | |
| 3 7) 捻れ溝 | |
| 3 8) スロット付きディスク - 入力ディスク | |
| 3 9) 圧縮バネ | 50 |

4 0) 推力軸受	
4 1) 比率変化レバー - スパイラルフルートメカニズム	
4 2) クランクピン	
4 3) ダミーピンをクランク	
4 4) クロスラック組付け	
4 5) プライマリ伸縮スリーブ	
4 6) 二次伸縮スリーブ	
4 7) ピニオン	
4 8) ピニオン軸	
4 9) ピニオン軸受	10
5 0) ワンウェイ軸受	
5 1) 出力スプロケット / 歯車	
5 2) パワーリンク軸	
5 3) パワーリンク軸受	
5 4) パワーリンクスプロケット / 歯車	
5 5) ダミーラック	
5 6) 車輪 - 振動取消し	
5 7) 首輪 - 車輪 - 振動取り消し	
5 8) マイター傘歯車の入力軸	
5 9) マイター傘歯車	20
6 0) クラッチ - パーク / ニュートラル / リバース	
6 1) 出力軸	
6 2) 中間歯車 - 非円形歯車コネクター	
6 3) ガイド - 中間歯車 - 非円形歯車コネクター	
6 4) ラック	
6 5) 内歯車で同軸出力構成部品	
【 0 0 1 8 】	
組付け及びサブ組付け構成部品の説明及び機能は：	
一般的な構成の説明：	
入力軸（図 6 ）は、二つの入力軸軸受 5 に取り付けられ、フレーム本体筐体（図 3 ）の中央に配置される。入力ディスク 1 6 は、入力軸 4 に取り付けられる、そして、ラック組付け（図 1 0 ）及び比カム（図 2 0 ）間に挟まれた。クランクピン 4 2 はスロットに投獄される。クランクピン 4 2 は、円形プリズムの両側で延長する直角プリズムのような形状本体を有する。その一つはカムフォロアとして機能する、クランクピン 4 2 として比率カム及び他機能とかみ合わせられる、及び、クロスラック組付け 4 4 にラック 6 4 を係合するように作られた。入力ディスク 1 6 と平行し、駆動非円形歯車 8 は入力シャフト 4 に取り付けられる。	30
【 0 0 1 9 】	
中間歯車軸（図 7 ）では、2 つの定数歯車軸受 7 に取り付けられる。本体筐体 1 のそれぞれは一つである。非円形歯車の形を引き出すのに用いられる距離「 C T R 」で、中間歯車軸 6 は入力軸 4 と平行して置かれる。入力ディスク 1 6 に入力軸 4 からのパワートレインの流れを以下に表の通り：	40
【 0 0 2 0 】	

【表 1】

より	に	接続種類
入力軸	非円形歯車駆動型	軸方向、剛性
非円形歯車駆動型	非円形歯車駆動型	ラジアル
非円形歯車駆動型	中間歯車 1	軸方向、剛性
中間歯車 1	中間歯車 2	ラジアル
中間歯車 2	中間歯車 3	軸方向、剛性
中間歯車 3	中間歯車 4	ラジアル
中間歯車 4	中間歯車 5	軸方向、剛性
中間歯車 5	スロット付きディスク	ラジアル

10

20

【0021】

駆動非円形歯車 9 及び中間歯車 C 2 - C 3 (図 2 5) は入力軸 4 に取り付けられる。及び、中間歯車 - 1 (図 2 8) 及び中間歯車 C 4 - C 5 (図 2 7) は一定の歯車軸 6 に取り付けられる。駆動用非円形歯車 8 を直接、入力軸 4 に取り付けられる。中間ギヤ C 1 1 0 と共に駆動非円形歯車 9 は中間歯車軸 6 に直接取り付けられる。他物は軸受内に配置し、それぞれ軸に取り付けられる。

30

【0022】

ラック組付け 4 4 は、ラック 6 4 の方向に沿ってのみ移動することが自由である、その動きは、フレームラック案内 2 によって制限される。テレスコピック - スリーブセット、プライマリ (図 1 8) およびセコンダリ (図 1 9) はラック組付け 4 4 の両側に配置される。これは、ラック組付け 4 4 とフレーム本体筐体 1 のために必要な全体サイズを小さくする。セコンダリスリーブ 4 6 のラック組付け体 4 4 及び他側に配置された突起、引っ張ると伸縮袖を拡張する、そして、伸縮スリーブはラック組付け 4 4 の本体では折りたまれる。これらの伸縮 - スリーブは閉じ込められたフレームテレスコピック案内 (図 4) による。

40

【0023】

ラック 6 4 は、ピニオン軸 (図 1 2) に配置されるピニオン 4 7 で構成され、一方向軸受組付け体 (図 6 4) に結合される。ピニオン軸 4 8 は、ピニオン 4 9 を担持でフレームテレスコピックガイド 3 に取り付けられる。歯車またはスプロケットは一方向軸受 5 0 を介してピニオン軸 4 8 に取り付けられ、ピニオン 4 7 と平行に配置される。パワーリンク軸組付け (図 6 5) 一方向軸受組付け (図 6 4) に平行に配置される。パワーリンク組付けは、フレーム - テレスコピック 案内 3 に配置される 2 つの軸受に取り付けられるパワーリンク軸 (図 8) から成る。歯車またはスプロケットは、電力リンク軸の各端部に配置される。ピニオン軸 4 8 から動力は、この歯車またはスプロケットを介して電源リンクに

50

送信される。

【 0 0 2 4 】

作業および主 C V T の概念：

入力ディスク 1 6 が回転すると、「スコッチヨーク」機構により、クランクピン 4 2 は、ラック 6 4 に平行な方向クロスラック組付けを移動させる。このような動きによる距離の旅行は、入力ディスク 1 6 の軸からクランクピン 4 2 軸の距離に正比例する。この距離を変更することにより、ラック組付けの移動距離、これは「ストローク」と呼ばれ、変更することができる。なされた仕事は一定であるため、フォースの生成物は、走行距離を乗じ適用される。 $(F * \text{ストローク})$ 。小さいストロークのため、加えられる力は、大きく長いストローク為のものである、加えられる力が小さくなる。しかしながら、動きが前後に振動である。ラック 6 4 前後に直線運動からこの力は、後揺動ようにピニオン 4 7 に伝達される。この揺動運動により発生するトルクは、ラック 6 4 から印加されるフォースに直接比例する。これは、一方向軸受 5 0 を介して出力スプロケット / 歯車に伝達されるまたはパソコン制御クラッチ又は一方向回転にラチェット機構。一方向回転はさらに車輪に配信される。

【 0 0 2 5 】

機関からの動力の伝達構成 / 入力ディスク 1 6 動力源：

非円形歯車のセットを使用して、駆動中 (図 8) 及び駆動 (図 9)、入力ディスク 1 6 角度変位の変化率が変更される。入力軸 4 から出力は非円形歯車セットを介して転送される。その後、5 中間円形歯車を介して入力ディスク 1 6 に転送する。非円形駆動歯車 8 が入力軸 4 に直接取り付けられる。被駆動円形歯車 9 は中間歯車軸 (図 7) に取り付けられる。これは、2 つ軸受 7 に装着され、二つ本体筐体 1 に配置される。

【 0 0 2 6 】

中間円形歯車 - C 1 1 0 は、中間歯車軸 6 に取り付けられる。駆動非円形歯車 9 に直接接続する。中間歯車 C 2 - C 3 (図 2 5) は、入力軸 4 に取り付けられ、軸受 1 4 で自由回転する。中間歯車 C 4 - C 5 (図 2 6) は軸受 1 5 に自由回転で中間歯車軸 6 に取り付けられる。中間歯車 C 5 は、入力ディスク 1 6 を駆動する。これらの中間歯車半径は、駆動非円形歯車 (図 2 2) が一回転を完了すると、入力ディスク 1 6 が 1 回転を完了するように選択される。また、条件を満たす必要 - $r_{C2} / r_{C1} = n1$, $r_{C4} / r_{C3} = n2$, 及び $r_{\text{ディスク}} / r_{C5} = n1 * n2$ 及び K 値は 1 になる。

【 0 0 2 7 】

非円形歯車の間に円形歯車必要性の背後にある理由は、プロファイルが同じ瞬間に複数コンタクトを妨害した時である：

" R "、" K " および " C T R " 変数の為選択された値に応じて、非円形歯車の形状は、時間任意時点で複数接点を有される。非円形歯車プロファイルの方程式から、駆動非円形歯車 9 の半径は、入力軸 4 未満であることがわかる、それは、広い領域に搭載され、および、二つの位置でゼロに達する。加えて、潜在的があること、プロファイル形状に起因し、被駆動円形歯車 9 および駆動用非円形歯車 8 は、所定時間に複数接触点を有しても良い。これは、2 つの非円形歯車間に間欠円形歯車 6 2 を挿入することによって解消される。これは、二つの非円形の歯車間の距離を増加させ、任意の所与時間に複数接触点の問題を排除する。

【 0 0 2 8 】

比率変更カム使用の概念

入力 / 出力の比率を変更するには、クランクピン 4 2 の位置を変更しなければならない。これは、特定の形状有するスロットを備える比率カムプレート 1 8 を回転させることによって達成できる。比率カムプレート 1 8 を入力ディスク 1 6 に対して回転させると、この形状により、クランクピン 4 2 はディスク軸の径方向に強制移動される。これは、クランクピン 4 2 の軸がスロット入力ディスク 1 6 および比率カムプレート 1 8 と交差するためである。クランクピン 4 2 が入力ディスクの軸に近い場合、ストロークは短くなり、仕事量が一定であるため、力は大きくなる。同様に、クランクピン 4 2 が入力ディスク 1 6

の軸から離れている場合、ストロークは長くなり、仕事量が一定であるため、力は小さくなる。しかし、ここでの課題は、比率カムプレート 18 および入力ディスク 16 を通常の動作中は同期して回転させることにあるが、比率変化が望ましい場合、入力ディスク 16 および比率カムプレート 18 は相対角速度を有するべきである。以下に記載の 3 つの機構の 1 つを使用することにより、入力ディスク 16 と比率カムプレート 18 との間の相対角速度を必要に応じて達成することができる。

【0029】

比率を変更する方法

1. 遊星機構

1 組の中間キャリア円形歯車 C4a および C5a (図 26) が軸方向に連結され、共通のキャリア軸 (図 9) 上に取り付けられている。C4a は円形歯車 C4 と同一であり、C5a は円形歯車 C5 と同一である。この共通軸の動作は、入力ディスク 16 および比率カムプレートの回転軸から一定距離にある円形スロット / 経路に限定されている。歯車 4a は径方向に歯車 C3 に連結されており、歯車 C5a は径方向に比率カムプレート 18 に連結されている。枠上で回転する比率変更レバーである遊星機構 (図 37) により、キャリア軸 21 の位置がスロットに沿って移動するのが可能となる。この位置が変位する間に、入力ディスク 16 と比率カムプレート 18 との間の相対角変位が起こる。

【0030】

2. ねじれ溝機構

ねじれ形状を有するねじれ溝付き入力ディスク用鏝部材 (図 38) が軸方向において入力ディスクに取り付けられている。ねじれ溝のねじれ形状に適合するスロットが比率カムプレート 18 上に設けられ、入力ディスク 16 と同軸に配置されている。比率カムプレート 18 と入力ディスク 16 との間の距離が変わらない場合は、入力ディスク 16 および比率カムプレート 18 は同期して回転する。比率カムプレート 18 と入力ディスク 16 との間の距離が変化している間は、比率カムプレート 18 が入力ディスク 16 に対して相対的に回転を強いられるので、入力ディスク 16 と比率カムプレート 18 との間の相対角速度は変化する。斯かる軸方向並進は、比率カムプレート 18 に取り付けられたスラスト軸受 40 を入力ディスク 16 の方向へ押圧する比率変更レバーである、ねじれ溝機構 (図 40) によって達成される。これは、入力ディスク 16 と比率カムプレート 18 との間に配置された圧縮バネ (図 39) によって元の位置に戻される。

【0031】

3. 差動機構

固定鏝形状大型傘歯車 28b が、入力ディスクと傘歯車との間のスリーブ (図 32) を介して軸方向に入力ディスク 16 に取り付けられている。スラスト軸受 40 によって大型傘歯車 28b と同軸上に間隔を置いて配置されている固定差動鏝部材 (図 32) は、大型傘歯車 28b とは独立して回転自在である。固定差動鏝部材 25 は、大型傘歯車 28b に対して軸方向に移動することを制限されている。回転自在な固定軸鏝部材 27 が、固定差動鏝部材 25 に配置された軸受 26 内に、固定差動鏝部材 25 の軸と直交するように配置されている。固定鏝形状小型傘歯車 128a および固定差動鏝形状平歯車 29 が、軸方向に固定的に固定軸鏝部材 27 に取り付けられており、固定鏝形状小型傘歯車 28a は固定鏝形状大型傘歯車 28b と対をなしている。

【0032】

同様に、

動的大型傘歯車 (図 17) は、比率カムプレートに平行に同軸上に配置されており、この配置において両者は同期して回転するが、軸に沿った両者間の変位が可能である。スラスト軸受 40 によって動的鏝形状大型傘歯車 28a と同軸上に間隔を置いて配置されている動的差動鏝部材 (図 33) は、動的鏝形状大型傘歯車 34b とは独立して回転自在である。動的差動鏝部材 31 は、動的鏝形状大型傘歯車 34a に対して軸方向に移動することを制限されている。軸に自在継手 36 を有する回転自在な動的軸鏝部材 33 が、動的差動鏝部材 31 に配置された軸受 32 内に、動的差動鏝部材の軸と直交するように配置されて

10

20

30

40

50

いる。動的鍔形状小型傘歯車 3 4 a および動的鍔形状平歯車 3 5 が、軸方向に固定的に動的鍔形状平歯車軸 3 3 に取り付けられており、動的鍔形状小型傘歯車 3 4 a は動的鍔形状大型傘歯車 3 4 b と対をなしている。自在継手 3 6 は動的鍔形状平歯車軸 3 3 および小型傘歯車軸に共通であり、僅かなずれを可能にしている。

【 0 0 3 3 】

スペーサーは 2 つの平歯車の接触を維持する。スペーサー (図 2 9) は動的鍔形状平歯車軸 3 3 に対して軸方向に自由に移動する。ここで、固定差動鍔部材 2 5 および動的差動鍔部材 3 1 は同一であり交換可能である。

【 0 0 3 4 】

斯かる配置において、動的流れは以下に記載される通りである。

- a . 固定鍔形状大型傘歯車 2 8 a が固定鍔形状小型傘歯車 2 8 b を回転させる。
- b . 固定鍔形状小型傘歯車 2 8 が固定軸鍔部材 2 7 を回転させる。
- c . 固定軸鍔部材 2 7 が固定鍔形状平歯車 2 9 を回転させる。
- d . 固定鍔形状平歯車 2 9 が動的鍔形状平歯車 3 5 を回転させる。
- e . 動的鍔形状平歯車 3 5 が動的軸鍔部材 3 3 を回転させる。
- f . 動的軸鍔部材 3 3 が、自在継手 3 6 を介して、動的鍔形状小型傘歯車 3 4 a を回転させる。
- g . 動的鍔形状小型傘歯車 3 4 a が動的鍔形状大型傘歯車 3 4 b を回転させる。
- h . 動的鍔形状大型傘歯車 3 4 b が比率カムプレート 1 8 を回転させる。

【 0 0 3 5 】

2 つの大型傘歯車、2 つの小型傘歯車、および平歯車は、それぞれ同一であり、サイズも同一であるため、動的差動鍔部材 3 1 が静止状態にある場合、比率カムプレート 1 8 の角速度は入力ディスクと同期する。動的差動鍔部材 3 1 が固定差動鍔部材 2 5 に対して回転している間は、入力ディスク 1 6 と比率カムプレート 1 8 との間に相対角変位が存在する。

【 0 0 3 6 】

コンパクト設計可能な為伸縮スリーブを背後使用にある概念：

ラック歯車の入力スロット長さを働かせるという本計画の為に、 $2 * stroke + 入力 - 軸直径 + 2 * 最低限材料の厚さ + 2 * 等しい価値$ で、ラックガイドに及ぶ距離で必要がある。全体の長さは、ラックガイドによって案内された。ラックガイドはラック 6 4 の移動も収めなければならない時、ラック 6 4 が極端に一方へ旅立つとき入力ディスク 1 6 またはその直径が手の届かない所で、ラックガイドの始部分は少なくとも幅を持つ必要がある。望遠鏡のガイドは支持を延長し、その結果、ラック歯車全長は「ラック・ガイドに及ぶ距離」によって減らされる。これも本体筐体 1 が距離によってより短可能にする。プロングは、伸縮・スリーブを拡張するためにラック歯車設計および二次スリーブに設けられた。ラックアセンブリの本体は伸縮 - スリーブを崩壊する。

【 0 0 3 7 】

スライダガイドの使用及び作業機能の背後にある概念：

クランクピンは入力軸 4 より最も小さいである。両方スロットが交差する以来、クランクピンは入力軸スロットに滑ることの可能性がある。入力軸スロットより大きいスライダガイド (図 1 3) を使用して除去される。それは、クランクピン 4 2 囲むクランクピンスロット中に浮遊させる。

【 0 0 3 8 】

動力伝達の重複、本概念実施における設計

1 つのモジュールから次のモジュールへの移行を確実に円滑に行うため、両者からの出力が一定かつ均一な値に達すると、短い期間、両モジュールは活動状態にあり係合している。第一モジュールは、当該モジュールがまだ機能領域にあり第二モジュールが十分機能領域にある間に係合解除される。

【 0 0 3 9 】

モジュール及び組付けレイアウトおよび制約：

すべての4つモジュールは、1つの一般的な入力軸を共有し、及び一つの共通非円形駆動歯車である。2つモジュールは共通入力ディスク16及び歯車変更機構を共有する。ラックは、次90度位相シフトに配置される。これに対応の為に、駆動非円形歯車9は、45度で正しい位置に置かれ及び他駆動円形歯車に比較45度で、駆動円形歯車9を段階的に実行する。非円形歯車が対称形であるという事実のために、135度で指向される。ラックの間に90度の位相シフトを加算する。

【0040】

モジュール間の動力伝達／リンクの概念：

モジュールが順番に動くとき、力が車輪へ移される前に結ばれる必要がある。それには車輪に連続力があるように、各々のモジュールから出力を結ぶために歯車またはスプロケットを備えている電動関連軸52を用いて達成される。力も、順番に移される。

10

【0041】

逆転歯車機構

パワーリンク軸52からの出力は、マイタ傘歯車差動機構の入力軸4に連結されている。従って、斯かるマイタ歯車の出力は反対方向に回転する。この差動機構の出力軸61は出力マイタ傘歯車と同軸に配置されており、出力マイタ傘歯車に対して独立して自由回転するための隙間を有している。クラッチを有する2つの鍔部材が出力軸61に配置されているが、これらは軸方向への移動が可能である。斯かる鍔部材は、反対方向に回転する出力マイタ傘歯車のいずれかと連結するように構成できる。クラッチを用いて鍔部材の1つを特定の出力マイタ傘歯車と連結させた場合、出力軸61は特定の方向に回転する。連結をもう一方の出力マイタ歯車に切り替えると、その方向は逆転する。

20

【0042】

中立歯車機構

鍔部材が出力マイタ傘歯車のいずれとも連結していない場合、鍔部材および出力軸61は制限されておらず、従って、いずれの方向にも回転自在であり、「中立」歯車として機能する。

【0043】

パーキング機構

鍔部材が両方の出力マイタ傘歯車に連結している場合、鍔部材は回転を制限され、「パーキング」歯車として機能する。

30

【0044】

振動を補償するための特徴および機構

1．ダミークランクピン：入力ディスク16が回転すると、クランクピンは中心から外れた位置に置かれる。斯かる不均衡の結果、振動が生じる。これを補償するため、ダミークランクピンが180度離れた等距離に置かれる。当該ダミークランクピンは、クランクピンを移動させる比率カムによって移動される。カムスロットは同一であり、互いに180度離れている。

【0045】

2．逆振動用の重り：入力ディスク16が回転すると、十字形状ラックアセンブリが振動運動を行い、その結果、振動が生じる。この振動は、反対方向に振動する適切な物体を配置することにより相殺される。これは、ラック64に接触し前後に回転するホイールを取り付けることにより達成される。適切な物体を180度離間してホイールに接触させることにより、斯かる振動は補償される。

40

【0046】

同軸入出力オプション機能

同軸入力及び出力が所望される場合、電力リンク歯車と対になる内歯車を有する出力部材65を追加することによって達成される。軸受は入力軸4及び同軸出力部材65の間に配置され、独立回転される。

【0047】

制約：

50

K = 1、及び、R = 1 場合、あてはまる状況は以下の通り：

駆動中非円形歯車の歯数が（図 2 2）駆動非円形歯車の歯数と同じする必要がある（図 2 1）、周辺部が同じであることを意味し、すなわち、瞬時速度が同じではない可能性にもかかわらず、同時に 1 革命を完了する。また、一部の所望形状に追従無し、すなわち、最小半径は"r"が使用されている部分、非円形歯車の第 2 次セットは、目標を達成為並行し、必要に応じて使用される。

【 0 0 4 8 】

$r_{c2} / r_{c1} = n1$, $r_{c4} / r_{c3} = n2$, 及び $r_{ディスク} / r_{c5} = n1 * n2$ を適用

要求されたが、義務的でない $(r_{v1} + r_{v2}) = (r_{c3} + r_{c4}) = (r_{c5} + r_{disc}) = (r_{c1} + r_{v2}) = ctr$. すべての駆動で動かされた歯車を 2 本の一般軸に置いて認め、どちらか入力軸 4 になった。

【 0 0 4 9 】

数学的派生：

主狙いは、 v_rack （直線速度ラック 6 4）が一定であるように、非円形歯車の形の数式を決定することである。

【 0 0 5 0 】

【 数 1 】

$$\omega_{INPUT} = \omega_{v1}$$

$$r_{v1} * \omega_{v1} = r_{v2} * \omega_{v2}$$

$$\omega_{v2} = \omega_{c1}$$

$$r_{c1} * \omega_{c1} = r_{c2} * \omega_{c2}$$

$$\omega_{c2} = \omega_{c3}$$

$$r_{c3} * \omega_{c3} = r_{c4} * \omega_{c4}$$

$$\omega_{c4} = \omega_{c5}$$

【 0 0 5 1 】

20

30

【 数 2 】

$$r_{c_5} * \omega_{c_5} = r_{\text{disk}} * \omega_{\text{disk}}$$

$$v_{\text{rack}} = \omega_{\text{disk}} * r_{\text{gear}} * f(\theta)$$

$$\frac{v_{\text{rack}}}{r_{\text{gear}}} = \omega_{\text{OUTPUT}}$$

$$\omega_{\text{OUTPUT}} = \omega_{\text{DISK}} * r_{\text{gear}} * f(\theta)$$

$$\omega_{\text{OUTPUT}} = \frac{\omega_{c_5} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{\text{disk}}} \quad 10$$

$$\omega_{\text{OUTPUT}} = \frac{\omega_{c_4} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{\text{disk}}}$$

$$\omega_{\text{OUTPUT}} = \frac{\omega_{c_3} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{c_4} * r_{\text{disk}}}$$

$$\omega_{\text{OUTPUT}} = \frac{\omega_{c_2} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{c_4} * r_{\text{disk}}} \quad 20$$

$$\omega_{\text{OUTPUT}} = \frac{\omega_{c_1} * r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{disk}}}$$

$$\omega_{\text{OUTPUT}} = \frac{\omega_{v_2} * r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{disk}}}$$

$$\omega_{\text{OUTPUT}} = \frac{\omega_{v_1} * r_{v_1} * r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{v_2} * r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{disk}}}$$

$$\omega_{\text{OUTPUT}} = \frac{\omega_{\text{INPUT}} * r_{v_1} * r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{v_2} * r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{disk}}} \quad 30$$

$$\frac{\omega_{\text{OUTPUT}}}{\omega_{\text{INPUT}}} = R$$

$$R = \frac{r_{v_1} * r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5} * f(\theta)}{r_{v_2} * r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{disk}}}$$

$$K = \frac{r_{c_2} * r_{c_4} * r_{\text{disk}}}{r_{c_1} * r_{c_3} * r_{c_5}}$$

$$\frac{R * K}{f(\theta)} = \frac{r_{v_1}}{r_{v_2}} \quad 40$$

【 0 0 5 2 】

【数 3】

$$r_{v_1} + r_{v_2} = \text{CTR}$$

$$r_{v_1} = \frac{R * K * \text{CTR}}{(R * K) + f(\theta)}$$

$$r_{v_2} = \text{CTR} - \frac{R * K * \text{CTR}}{(R * K) + f(\theta)}$$

ここで、

I N P U T - 入力角速度

v₁ - 駆動非円形歯車の角速度

v₂ - 従動非円形歯車の角速度

c₁ - 一定歯車 1 の角速度

c₂ - 一定歯車 2 の角速度

c₃ - 一定歯車 3 の角速度

c₄ - 一定歯車 4 の角速度

c₅ - 一定歯車 5 の角速度

d i s k - ディスクの角速度

O U T P U T - 出力部における出力角速度

r_{v₁} - 駆動非円形歯車の半径

r_{v₂} - 従動非円形歯車の半径

r_{c₁} - 一定歯車 1 の半径

r_{c₂} - 一定歯車 2 の半径

r_{c₃} - 一定歯車 3 の半径

r_{c₄} - 一定歯車 4 の半径

r_{c₅} - 一定歯車 5 の半径

r_{d i s k} - ディスクの半径

r_{o f f s e t} - クランクピンの径方向位置

R - 入出力の角速度

K - (製品における従動歯車の半径の駆動歯車の半径に対する比率)

C T R - 2つの非円形歯車の中心間の距離

f () - s i n または c o s

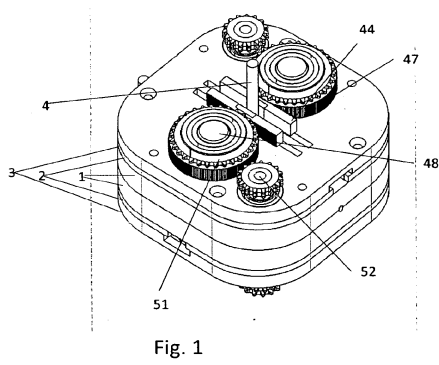
である。

10

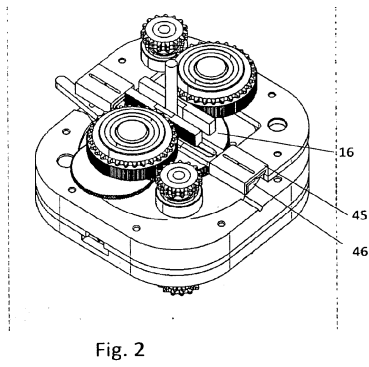
20

30

【図 1】



【図 2】



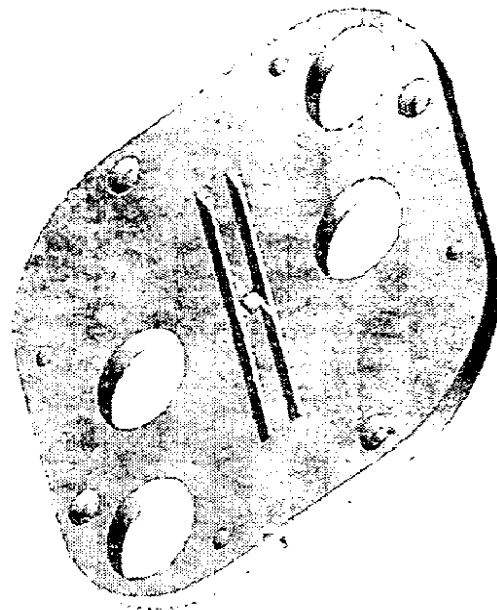
【図 3 b】



【図 3 a】



【図 4】



【図 5】



Fig. 5

【図 6】



Fig. 6

【図 7】

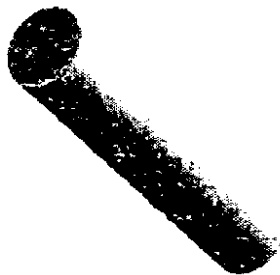


Fig. 7

【図 8】

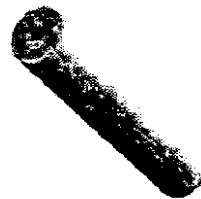


Fig. 8

【図 9】



Fig. 9

【図 10 A】



Fig. 10A

【図 10 B】

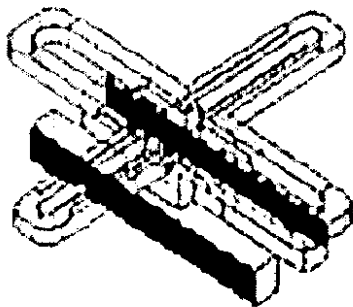


Fig. 10B

【図 10 C】

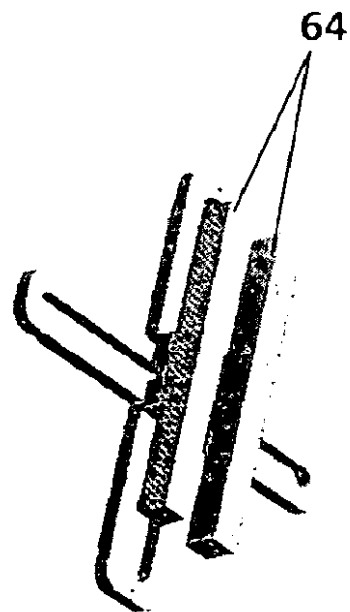


Fig. 10C

【図 10 D】

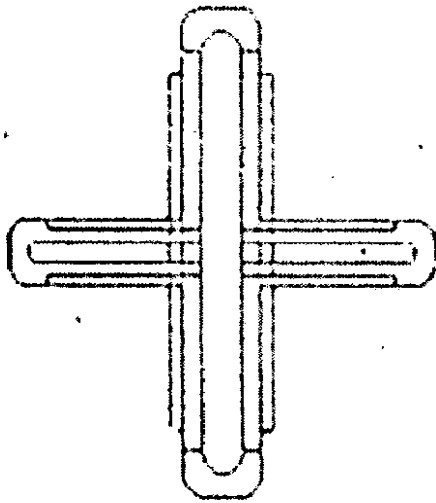
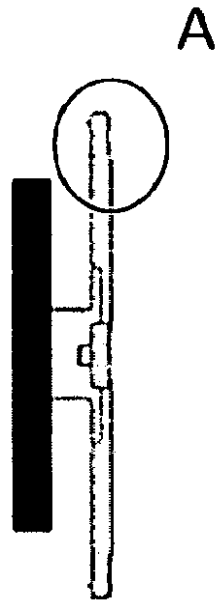


Fig. 10D

【図 10 E】

Fig.
10E

【図 10 F】

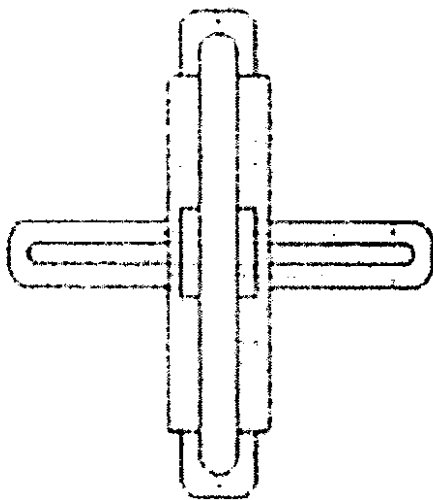


Fig. 10F

【図 10 G】

拡大図 A
Fig. 10G

【図 11 A】

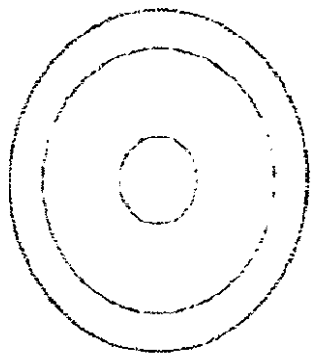


Fig. 11A

【図 11 B】

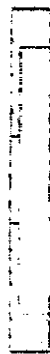


Fig. 11B

【図 11 C】



Fig. 11C

【図 11 D】



Fig. 11D

【図 12 A】

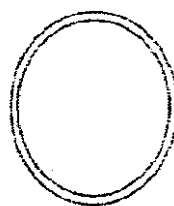


Fig. 12A

【図 12 B】

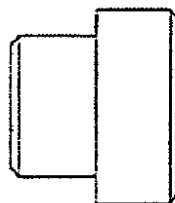


Fig. 12B

【図 12 C】



Fig. 12C

【図 13 A】



Fig. 13A

【図 13 B】

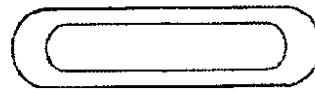


Fig. 13B

【図 13 C】

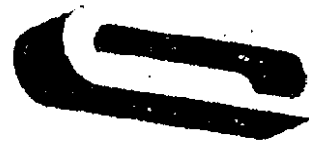


Fig. 13C

【図 14 A】



Fig. 14A

【図 14 B】

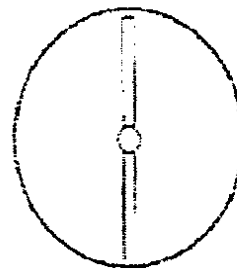


Fig. 14B

【図 14 C】



Fig. 14C

【図 15 C】

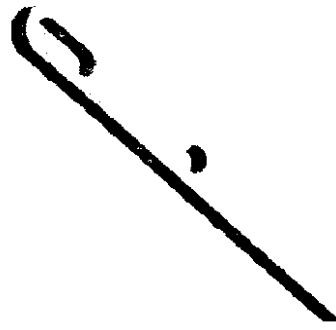


Fig. 15C

【図 15 A】

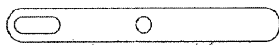


Fig. 15A

【図 15 B】

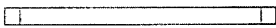


Fig. 15B

【図 16】



Fig. 16

【図 17】

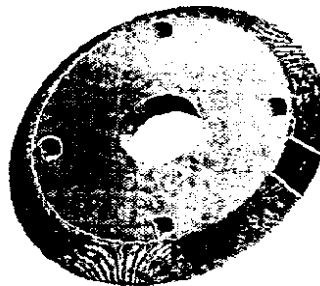


Fig. 17

【図 18 A】

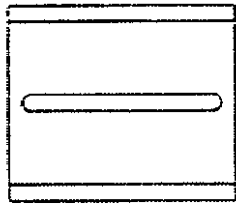


Fig. 18A

【図 18 C】



Fig. 18C

【図 18 B】



Fig. 18B

【図 19 A】



Fig. 19A

【図 19 B】

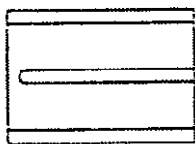


Fig. 19B

【図 19 D】



Fig. 19D

【図 19 C】



Fig. 19C

【図 20 A】

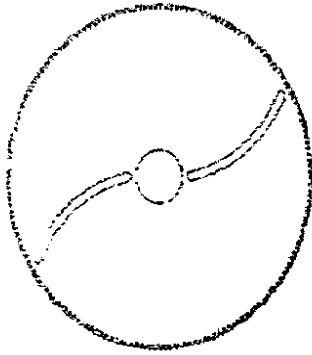


Fig. 20A

【図 20 B】



Fig. 20B

【図 20 C】



Fig. 20C

【図 21 A】

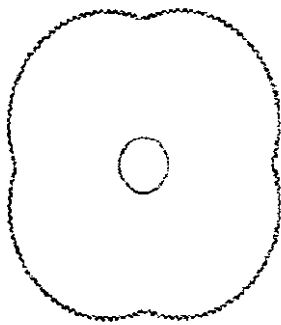


Fig. 21A

【図 21 B】



Fig. 21B

【図 21 C】



Fig. 21C

【図 22 A】

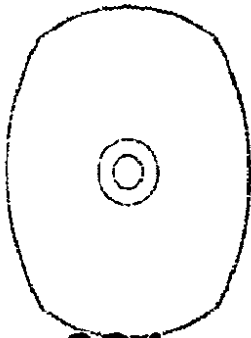


Fig. 22A

【図 22 C】



Fig. 22C

【図 22 B】



Fig. 22B

【図 23 A】



Fig. 23A

【図 23 B】



Fig. 23B

【図 24 A】



Fig. 24A

【図 23 C】



Fig. 23C

【図 24 B】



Fig. 24B

【図 24 C】



Fig. 24C

【図 24 D】



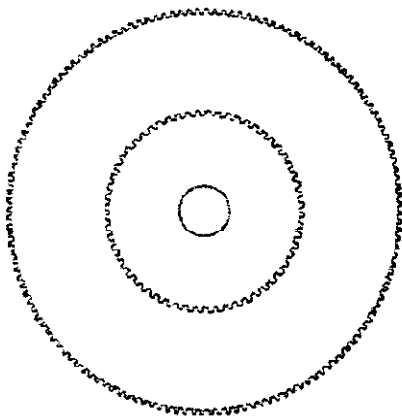
Fig. 24D

【図 25 A】



Fig. 25A

【図 25 B】



A Fig. 25B

【図 25 C】

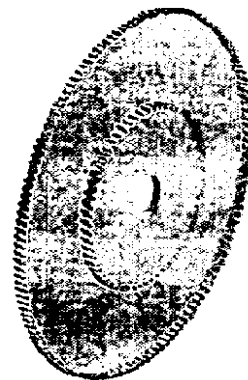


Fig. 25C

【図 26 A】



Fig. 26A

【図 26 B】

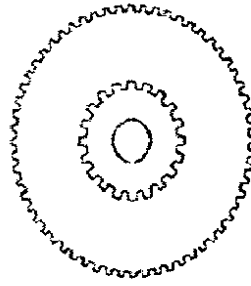


Fig. 26B

【図 26 C】



Fig. 26C

【図 27 A】



Fig. 27A

【図 27 C】



Fig. 27C

【図 27 B】

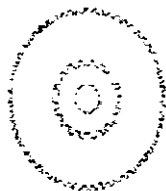


Fig. 27B

【図 28 A】



Fig. 28A

【図 28 B】

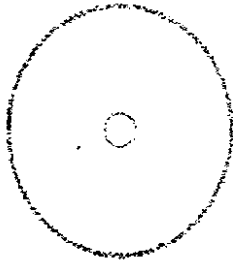


Fig. 28B

【図 28 C】

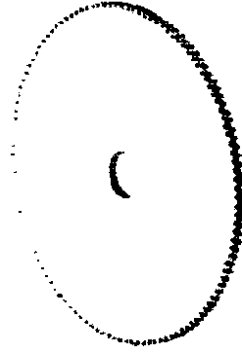


Fig. 28C

【図 29 A】

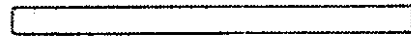


Fig. 29A

【図 29 B】



Fig. 29B

【図 30 A】



Fig. 30A

【図 29 C】



Fig. 29C

【図 30 B】

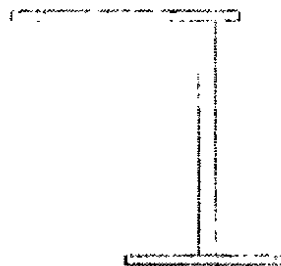


Fig. 30B

【図 30 C】

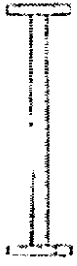


Fig. 30C

【図 30 D】

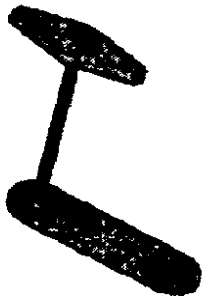


Fig. 30D

【図 31 A】

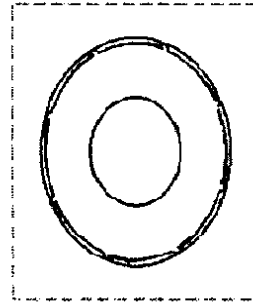


Fig. 31A

【図 31 B】

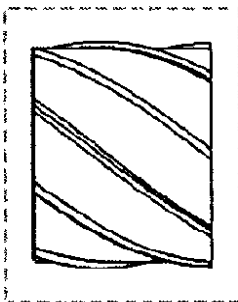


Fig. 31B

【図 31 C】

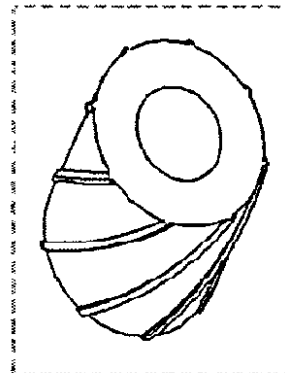


Fig. 31C

【図 32 A】

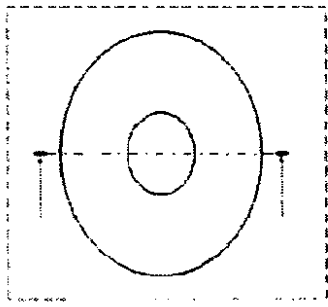


Fig. 32-A

【図 32 B】



Fig. 32-B

【図 32 C】

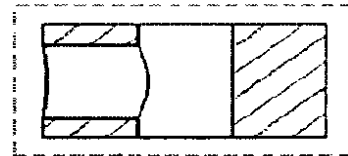


Fig. 32-C

【図 32 D】

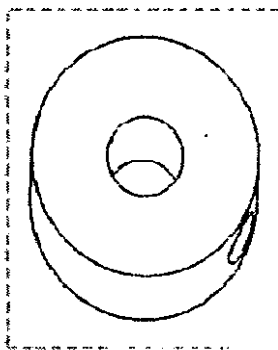


Fig. 32-D

【図 33 A】

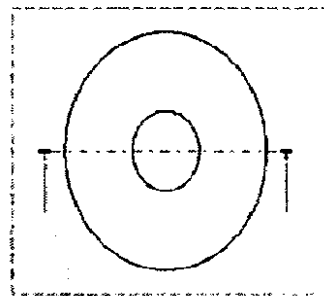


Fig. 33-A

【図 33 B】



Fig. 33-B

【図 33 D】

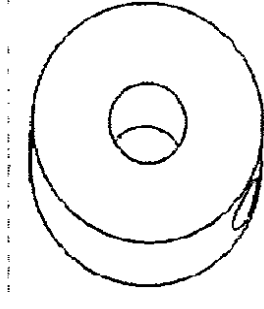


Fig. 33-D

【図 33 C】

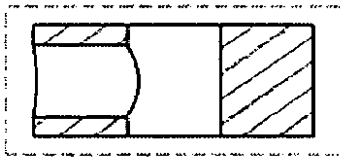


Fig. 33-C

【図 34】

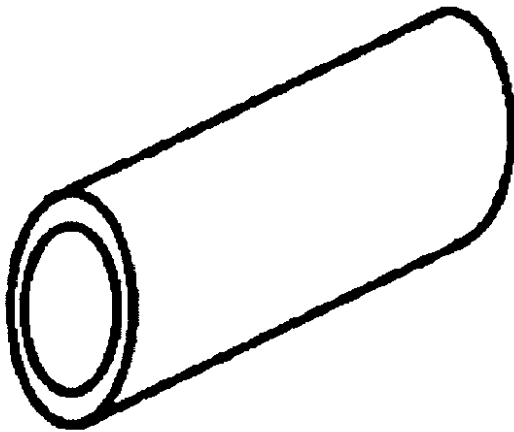


Fig. 34

【図 35】

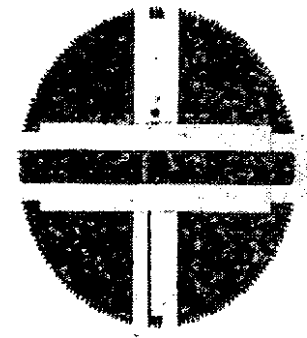


Fig. 35

【図 36】

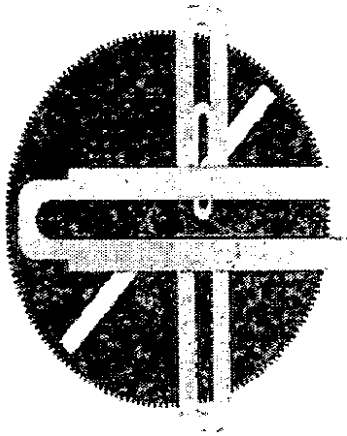


Fig. 36

【図 37】

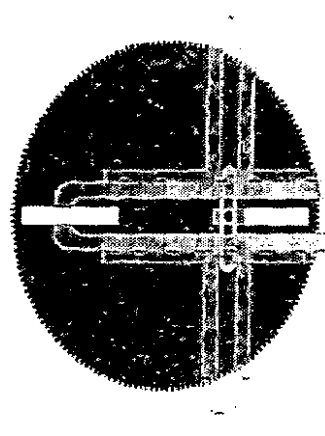


Fig. 37

【図 38】

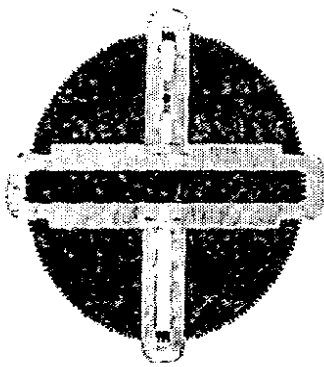


Fig. 38

【図 39】

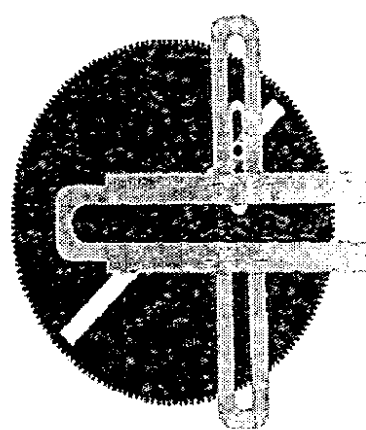


Fig. 39

【図 40】

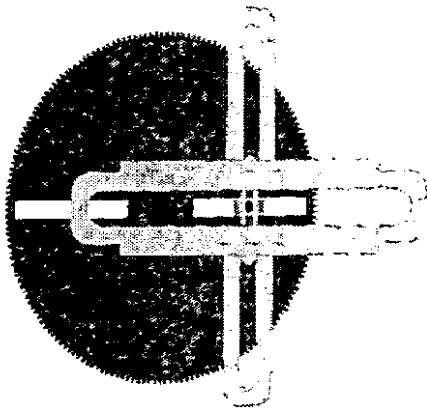


Fig. 40

【図 41】

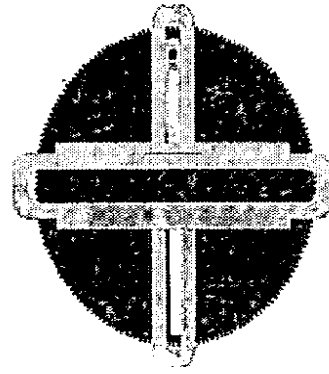


Fig. 41

【図 42】

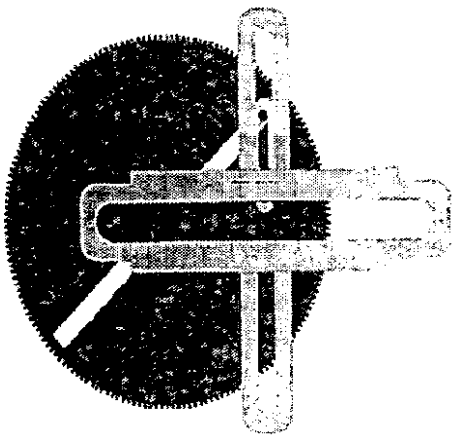


Fig. 42

【図 43】

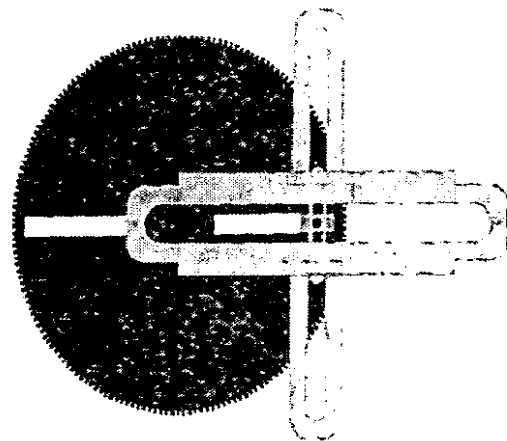


Fig. 43

【図 44】

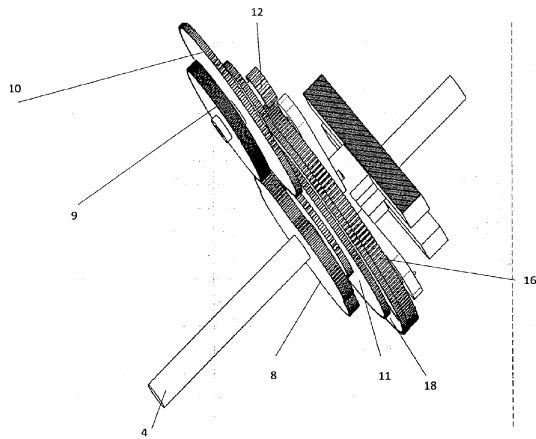


Fig. 44

【図 45】

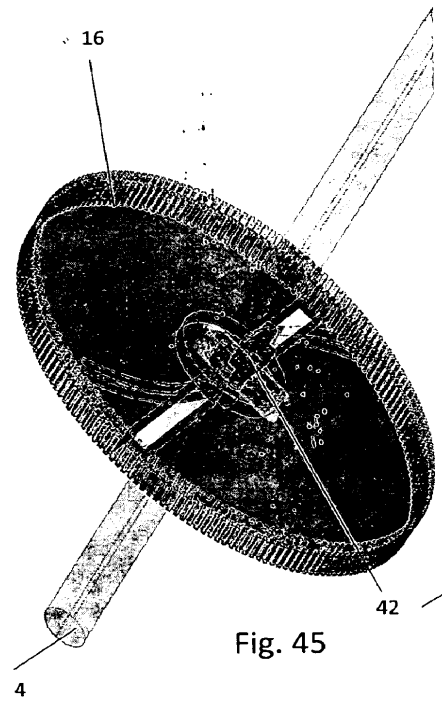


Fig. 45

【図 46】

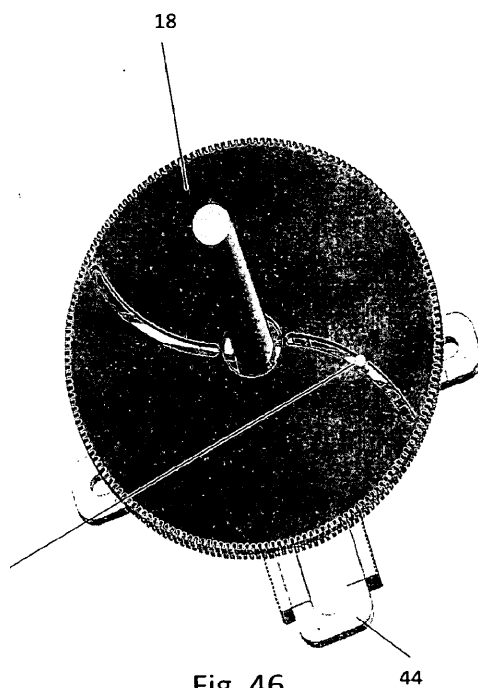


Fig. 46

【図 47】

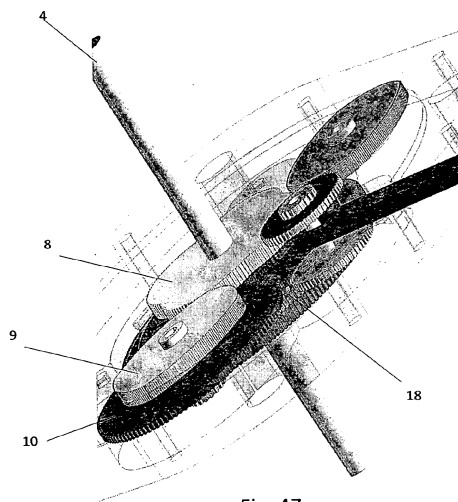


Fig. 47

【図 48】

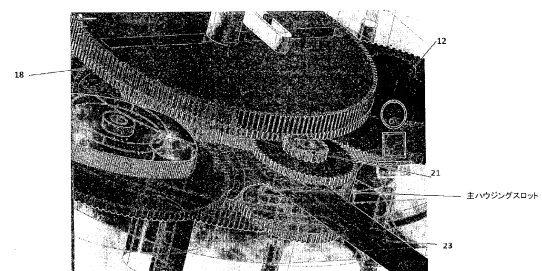
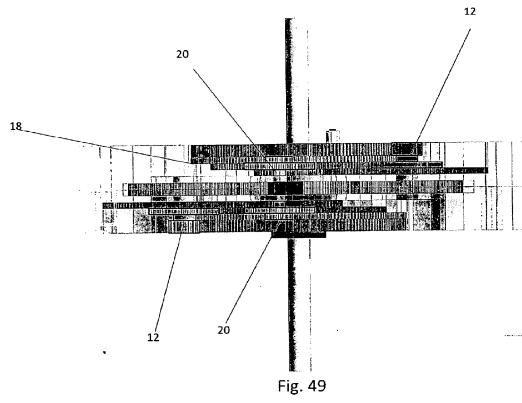
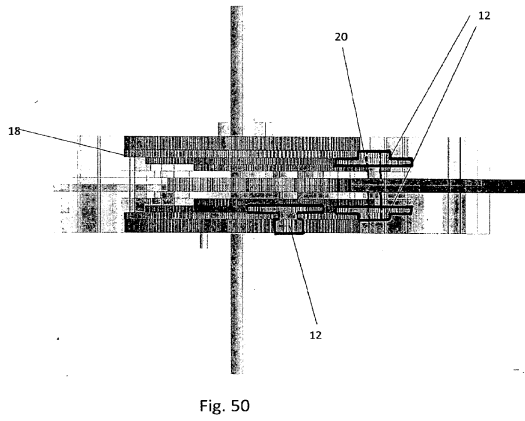


Fig. 48

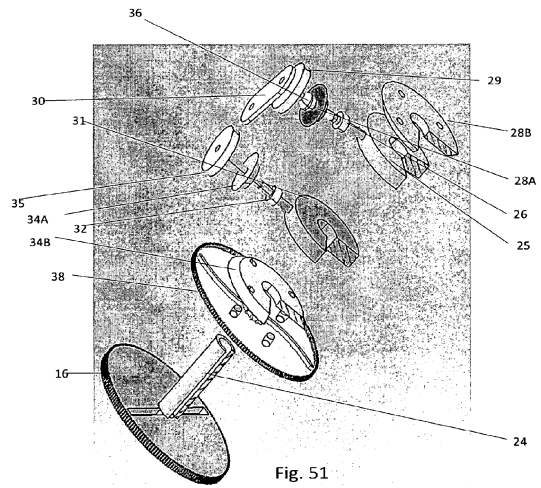
【図 49】



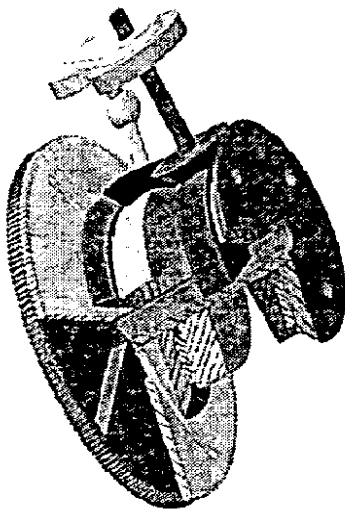
【図 50】



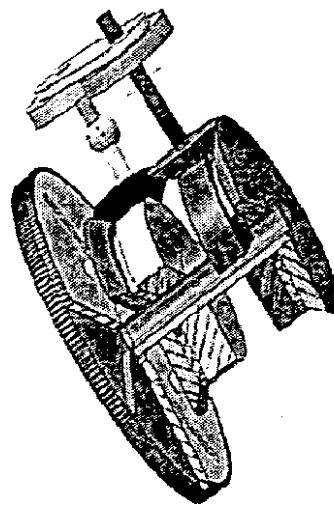
【図 51】



【図 52】



【図 53】



【図 54】

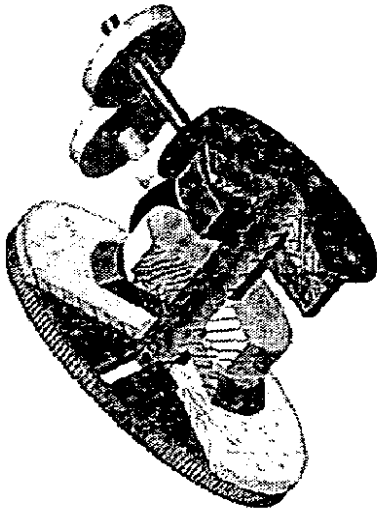


Fig. 54

【図 55】

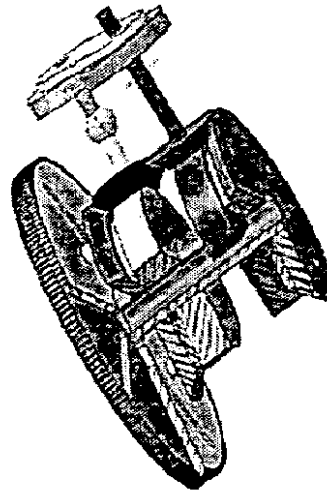


Fig. 55

【図 56】

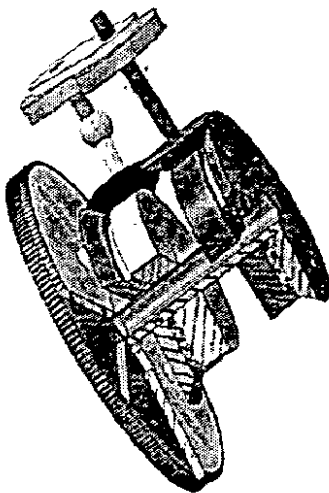


Fig. 56

【図 57】

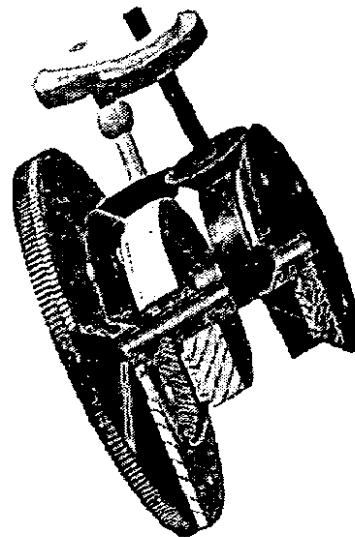


Fig. 57

【図 58】

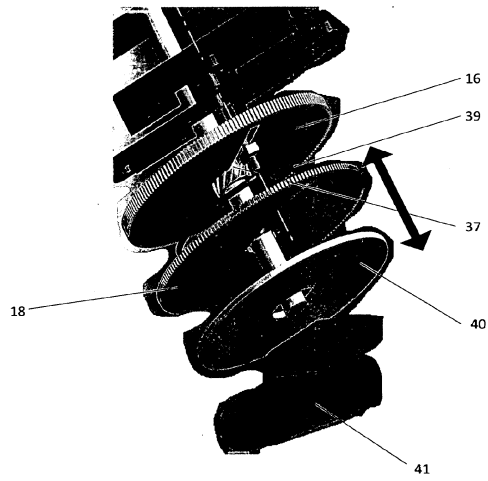


Fig. 58

【図 59】

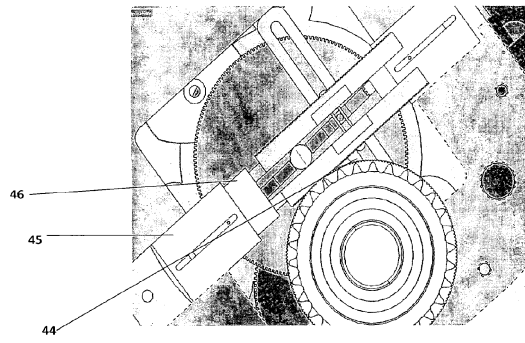


Fig. 59

【図 60】

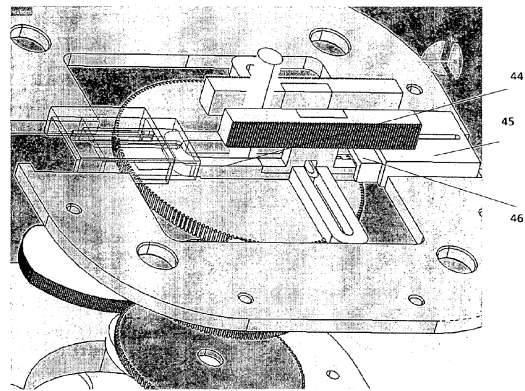


Fig. 60

【図 61】

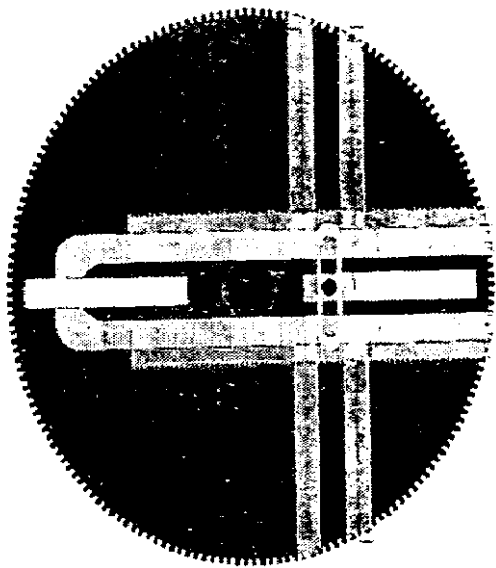


Fig. 61

【図 62】

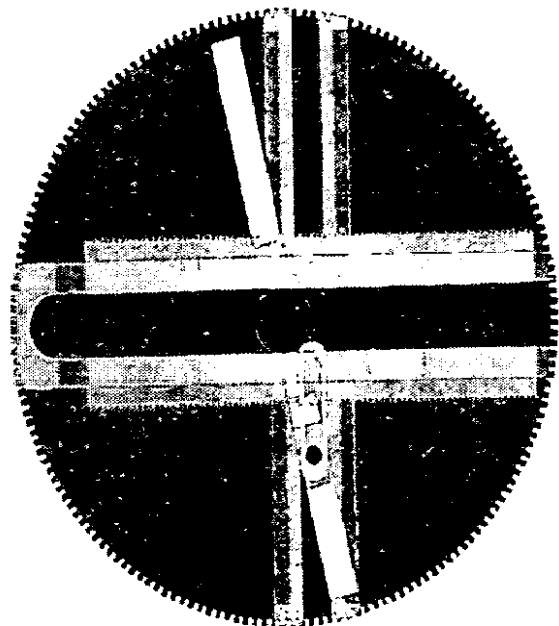
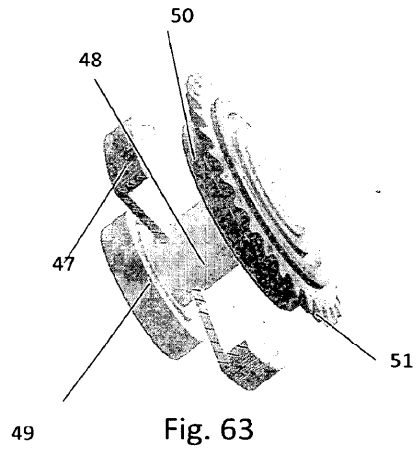
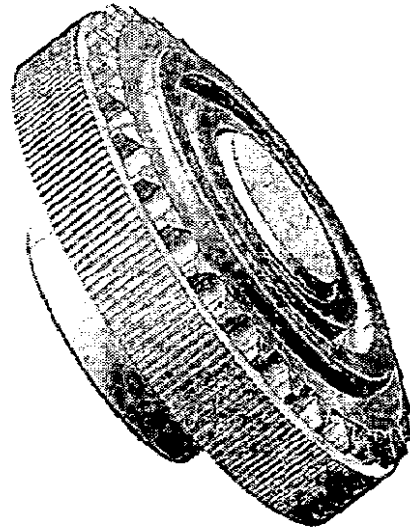


Fig. 62

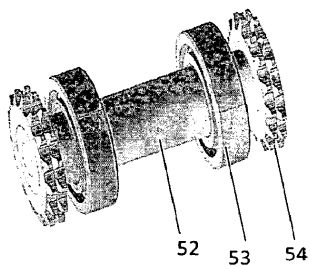
【図 6 3】



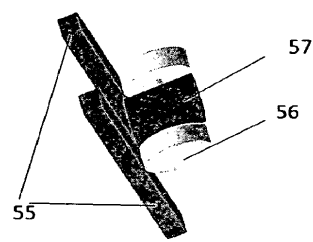
【図 6 4】



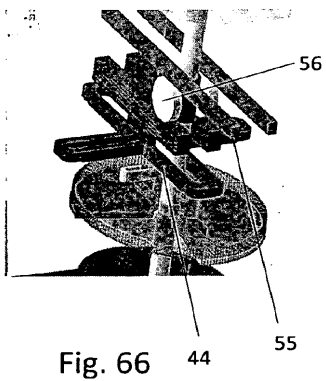
【図 6 5】



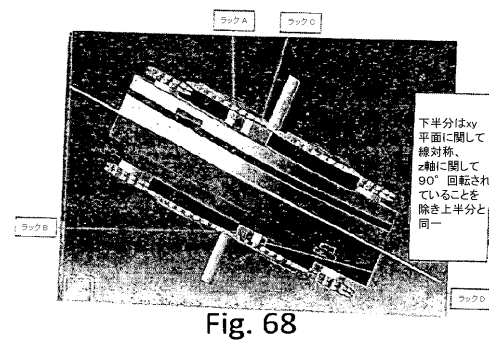
【図 6 7】



【図 6 6】



【図 6 8】



【図 69】

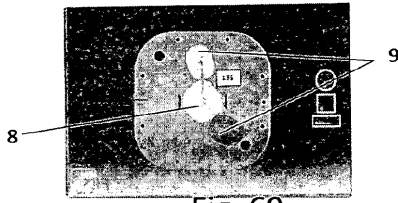


Fig. 69

【図 70】

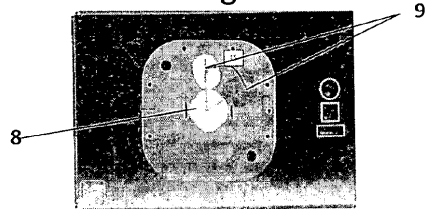


Fig. 70

【図 71】

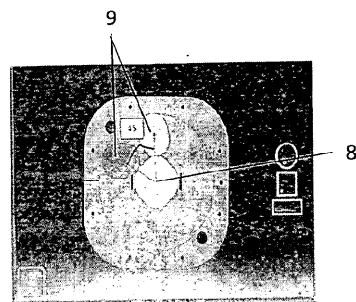


Fig. 71

【図 74】

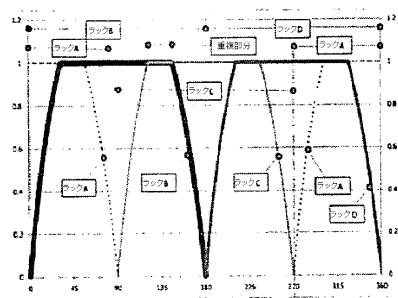


Fig. 74

【図 72】

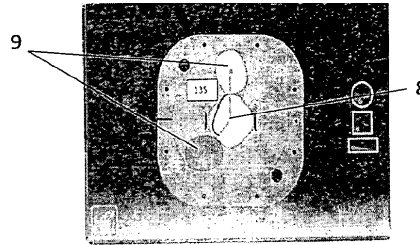


Fig. 72

【図 73】

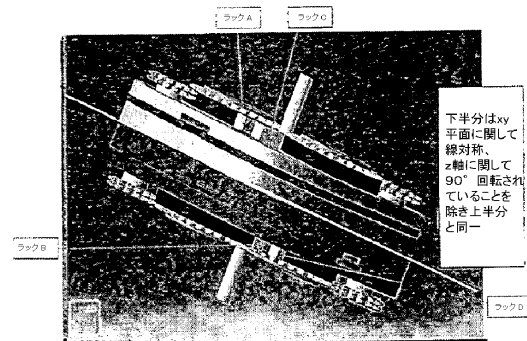


Fig. 73

【図 75】

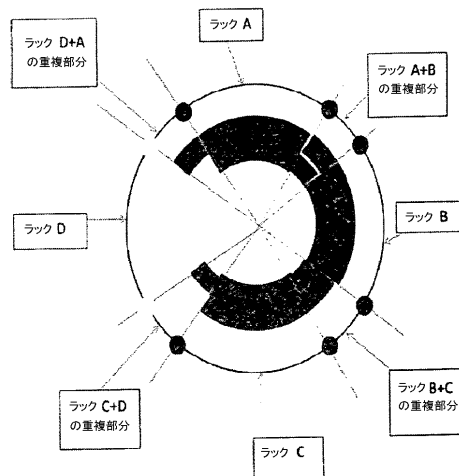
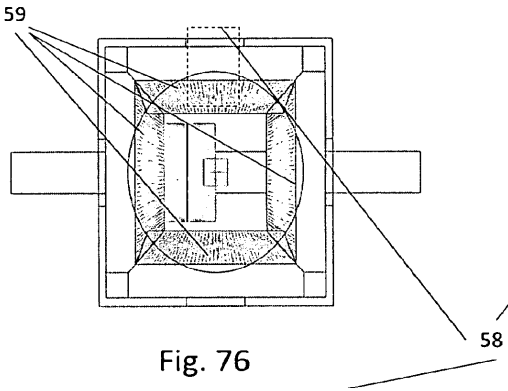
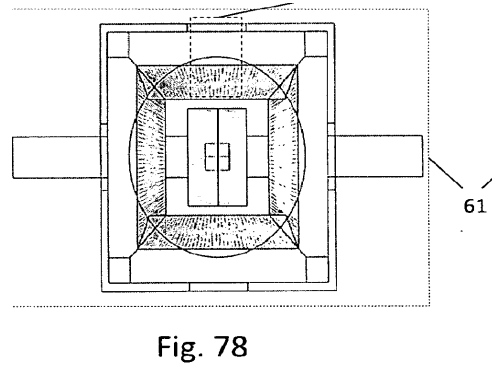


Fig. 75

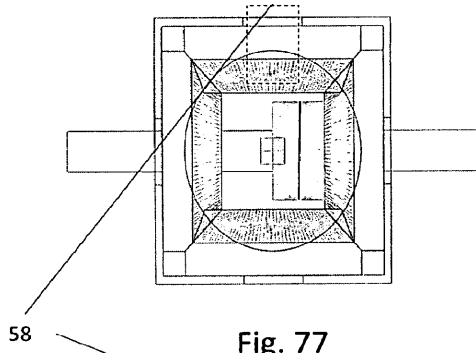
【図 76】



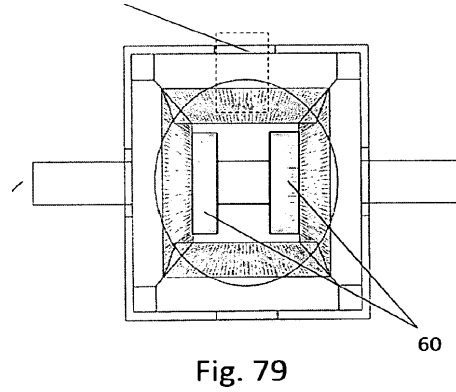
【図 78】



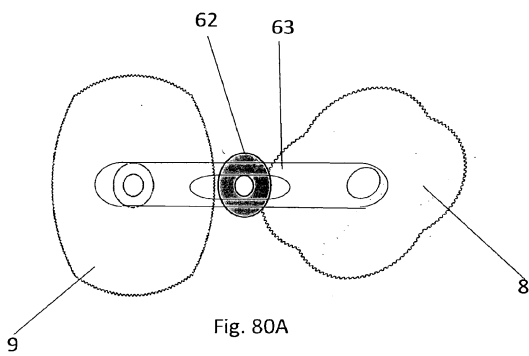
【図 77】



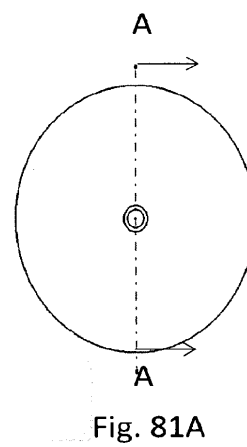
【図 79】



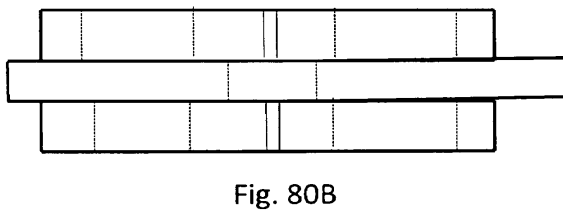
【図 80 A】



【図 81 A】



【図 80 B】



【図 8 1 B】



断面図 AA

Fig. 81B

【図 8 1 C】

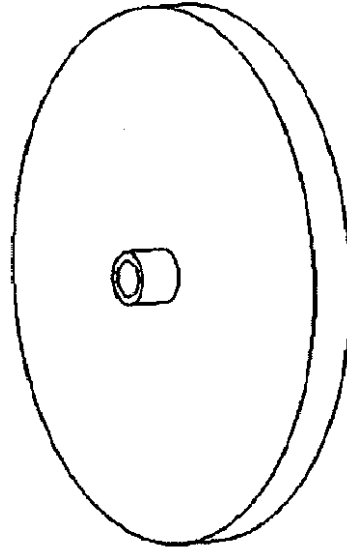


Fig. 81C

【図 8 2】

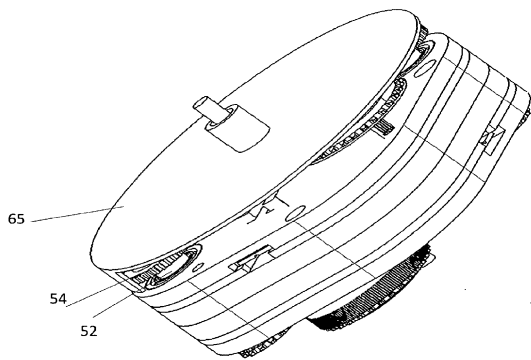


Fig. 82

フロントページの続き

(72)発明者 ラジェンドラン、ラジャ、ラマヌジャム

アメリカ合衆国、48085 ミシガン州、トロイ、5179 シェイディ クリーク ドライブ

(72)発明者 ブラシャンス アール・ラジェンドラン、ブラシャンス

アメリカ合衆国、48085 ミシガン州、トロイ、5179 シェイディ クリーク ドライブ

審査官 岡本 健太郎

(56)参考文献 特開昭53-056468(JP,A)

実開平02-002559(JP,U)

特開2006-046424(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 19/04