

(19)日本国特許庁(JP)

**(12)特許公報(B2)**

(11)特許番号  
**特許第7009502号**  
**(P7009502)**

(45)発行日 令和4年1月25日(2022.1.25)

(24)登録日 令和4年1月14日(2022.1.14)

(51)国際特許分類

F 1 6 G 5/16 (2006.01)

F I

F 1 6 G

5/16

C

請求項の数 7 (全10頁)

(21)出願番号	特願2019-555059(P2019-555059)	(73)特許権者	390023711 ローベルト ボツシユ ゲゼルシャフト ミット ベシュレンクテル ハフツング R O B E R T B O S C H G M B H ドイツ連邦共和国 シュツットガルト (番地なし) S t u t t g a r t , G e r m a n y
(86)(22)出願日	平成29年12月27日(2017.12.27)	(74)代理人	100114890 弁理士 アインゼル・フェリックス=ラ インハルト
(65)公表番号	特表2020-503484(P2020-503484 A)	(74)代理人	100098501 弁理士 森田 拓
(43)公表日	令和2年1月30日(2020.1.30)	(74)代理人	100116403 弁理士 前川 純一
(86)国際出願番号	PCT/EP2017/025371	(74)代理人	100135633
(87)国際公開番号	WO2018/121884		
(87)国際公開日	平成30年7月5日(2018.7.5)		
審査請求日	令和2年11月30日(2020.11.30)		
(31)優先権主張番号	1042198		
(32)優先日	平成28年12月27日(2016.12.27)		
(33)優先権主張国・地域又は機関	オランダ(NL)		

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 横断部材とリングスタックとを備える、無段变速機に用いられる駆動ベルト

**(57)【特許請求の範囲】****【請求項1】**

リングスタック(9)と、連続的な複数の横断部材(10)とを有する駆動ベルト(6)に用いられる横断部材(10)であって、

前記横断部材(10)は、前記リングスタック(9)に可動に配置されており、前記横断部材(10)の各々には、前記リングスタック(9)を収容するための開口(33)が設けられており、該開口(33)は、該開口(33)の下側で、前記横断部材(10)のベース部分(13)の上側に設けられた支持面(42)により画定されており、前記横断部材(10)の各々には、前記横断部材(10)の前面(11)の凸状に湾曲した領域としての揺動縁部(18)と、前記支持面(42)と前記横断部材(10)の前記前面(11)との間の、同様に凸状に湾曲した移行縁部(50)とが設けられており、前記横断部材(10)の各々には、前記横断部材(10)の前記前面(11)に突出部(40)と、前記横断部材(10)の、前記横断部材(10)の前記前面(11)に対して反対側に配置された、前記横断部材(10)の後面(12)に孔(41)とがさらに設けられており、前記突出部(40)および前記孔(41)は、略円錐形にまたは少なくとも円筒形に成形されている、横断部材(10)において、

前記突出部(40)の中心軸線(C A 4 0)と前記孔(41)の中心軸線(C A 4 1)との間にオフセット(O)が設けられており、該オフセット(O)により、前記孔(41)は、前記後面(12)に、前記前面(11)における前記突出部(40)よりも、より低く、つまり前記横断部材(10)のより下側へ配置されており、

前記オフセット( O )は、15マイクロメートル～75マイクロメートルであることを特徴とする、横断部材( 10 )。

**【請求項 2】**

湾曲した前記移行縁部( 50 )の曲率半径( R<sub>te</sub> )は、0.5mmよりも小さく、特に0.3mmよりも小さいことを特徴とする、請求項1記載の横断部材( 10 )。

**【請求項 3】**

前記揺動縁部( 18 )は、前記支持面( 42 )の下0.9mm未満に位置し、特に前記支持面( 42 )の下0.7mm未満に位置し、特に前記支持面( 42 )の下0.6mm未満に位置することを特徴とする、請求項1または2記載の横断部材( 10 )。

**【請求項 4】**

前記突出部( 40 )の外周と前記孔( 41 )の内周との間に隙間が形成されており、該隙間は、10マイクロメートル～50マイクロメートルであることを特徴とする、請求項1から3までのいずれか1項記載の横断部材( 10 )。

**【請求項 5】**

前記オフセット( O )は、前記突出部( 40 )の外周の直径と前記孔( 41 )の内周の直径との差の半分よりも大きいことを特徴とする、請求項1から4までのいずれか1項記載の横断部材( 10 )。

**【請求項 6】**

前記横断部材( 10 )に適用される前記オフセット( O )は、式：

**【数 1】**

$$O_{\min} > Rr_{\min} - \sqrt{(Rr_{\min}^2 - \frac{1}{4}D^2)}$$

10

20

に従って、前記オフセットのための最小値( O<sub>min</sub> )よりも大きく、

式中、 R<sub>r\_min</sub> は、前記駆動ベルト( 6 )の長手方向の最小の曲率半径を表し、 D は、前記横断部材( 10 )の前記前面( 11 )と前記後面( 12 )との間で測定される前記横断部材( 10 )の最大厚さを表す

ことを特徴とする、請求項1から5までのいずれか1項記載の複数の横断部材( 10 )が設けられた駆動ベルト( 6 )。

**【請求項 7】**

30

前記横断部材( 10 )に適用される前記オフセット( O )は、前記オフセットのための前記最小値( O<sub>min</sub> )の5倍よりも小さく、好適には3倍よりも小さいことを特徴とする、請求項6記載の駆動ベルト( 6 )。

**【発明の詳細な説明】**

**【技術分野】**

**【0001】**

本開示は、2つのブーリと駆動ベルトとを備える無段变速機に用いられる駆動ベルトに関する。そのような駆動ベルトは、国際特許出願である国際公開第2015/063132号において公知であり、各々が相互に重ね合わされた連続的ないくつかのバンド、つまり平らで薄いリングのスタックに取り付けられた横断部材の列を含む。横断部材は、リングスタックのそれぞれの周部分を収容しつつ制限する開口を形成する一方、リングスタックの周に沿って動くことが可能である。この特別なタイプの駆動ベルトは、プッシュタイプの駆動ベルトまたはプッシュベルトとも称される。

40

**【0002】**

後述の記載において、軸方向、半径方向および周方向とは、円形姿勢で配置されたときの駆動ベルトに関して規定されている。さらに、横断部材の厚さ寸法が、駆動ベルトの周方向に規定されており、横断部材の高さ寸法は、前記半径方向に規定されており、横断部材の幅方向は、前記軸方向に規定されている。

**【0003】**

公知の横断部材の各々は、ベース部分と中央部分と上側部分とから成る。横断部材の中央

50

部分は、横断部材の前記ベース部分と上側部分とを相互接続しながら半径方向に延在している。中央部分の両側で、横断部材は、駆動ベルトのそれぞれのリングスタックを収容するため、開口を、横断部材のベース部分と上側部分との間に形成する。各々の開口において、横断部材の、半径方向外方へ面する下面が、半径方向外側でリングスタックに接触し、これを支持する。横断部材のベース部分に関する、開口のこれらの下面是、以下、支持面と称される。

#### 【 0 0 0 4 】

駆動ベルトの横断部材の列において、横断部材の前側本体面の少なくとも一部は、前記列におけるそれぞれ先行の横断部材の後側本体面の少なくとも一部に当接するのに対して、横断部材の後側本体面の少なくとも一部は、それぞれ後続の横断部材の前側本体面の少なくとも一部に当接する。横断部材のこれらの前側本体面および後側本体面の少なくとも1つ、たとえば前側本体面は、軸方向に延在する凸状に湾曲した表面部分を含む。この湾曲した表面部分は、前側本体面を、互いに対しても定めた角度に向けられた半径方向外側表面部分と半径方向内側表面部分とに分割している。駆動ベルトにおいて当接している横断部材は、互いに対しても傾動することが可能である一方、そのような湾曲した表面部分で、かつこれを介して、相互の接触が維持され、ゆえに、そのような湾曲した表面部分は、以下、傾動縁部と称される。傾動縁部は、駆動ベルトの横断部材の列が、トランスマッショングーリによりもたらされるリングスタックの局所的な湾曲に追従することを可能にする。

#### 【 0 0 0 5 】

横断部材には、横断部材の前側本体面から突出する突出部と、後側本体面に設けられた対応する孔とがさらに設けられている。駆動ベルトの横断部材の列において、前記後続の横断部材の突出部が、前記先行の横断部材の孔内に少なくとも部分的に配置されており、これにより、駆動ベルトの周方向に対して垂直な平面内における、当接している横断部材の相互の変位が阻止されている、または少なくとも制限されている。通常は、突出部と孔は、全体で同一の形状を有し、たとえば略円筒形またはわずかに円錐形を有する。

#### 【 0 0 0 6 】

上述のように、駆動ベルトにおいて、横断部材は、リングスタックの周に沿ってリングスタックに対して可動である。このことは、駆動ベルトの動作中に、リングスタックに、少なくとも別のタイプの駆動ベルトと比べて、ブーリーの間で駆動ベルトにより伝達されるトルクに関する比較的低いレベルの張力が掛けられるという利点を有する。しかし一方、横断部材とリングスタックとの間のそのような摺動運動またはスリップが、小さいが想定摩擦損失を引き起こすことが知られている。そのような摺動運動を、好適には、高さ方向でリングスタックの半径方向内側のできるだけ近くに横断部材の傾動縁部を配置することにより最小限に抑えることができる事が知られている。理論的には、この点において、傾動縁部は、好適には、対象となる横断部材の支持面と一致するように配置されている。

#### 【 0 0 0 7 】

しかし本開示によれば、傾動縁部を支持面の近くに配置することにより、以下のように理解され得る問題または欠点がもたらされる。傾動縁部が支持面に近いほど、それらの間の移行縁部はより鋭角にならなければならぬ。また、移行縁部がより鋭角であるほど、結果としてリングスタック内の接触応力がより高くなる。実際、リングパッケージのうちの最も半径方向内側のリングの降伏応力が、前記の高い接触応力により駆動ベルトの動作中に超過され、その最も内側のリングの耐用期間を損なうことすら起り得る。

#### 【 0 0 0 8 】

本開示によれば、予想を越えて、そのような欠点は、個々の横断部材の突出部と孔との間の鉛直方向のオフセットを含めることにより、特に突出部よりも孔をいくぶんか低く、つまりより駆動ベルトの半径方向内側へ配置することにより軽減することが可能である。この手段により、たとえブーリーの間を直線状に走行しているときであっても、突出部が（より下に位置する）孔内へ強制的に挿入されるので、横断部材は、駆動ベルトの列において前方へ傾動される。これにより、特に、リングスタックの半径方向内側と、支持面と傾動縁部との間の移行縁部との間の接触は、好適には回避されている、またはその強さが少な

10

20

30

40

50

くとも低減されている。

#### 【0009】

後からの見解では、従来の駆動ベルトでは、前記移行縁部が比較的大きな曲率半径で滑らかに丸み付けられている（これは支持面と傾動縁部との間の比較的大きな間隔により実現される）ので、前記手段はそれほどの効果をもたらさないことを認めることができる。たとえば、従来の駆動ベルトでは、傾動縁部は、支持面から約1mm離れているので、移行縁部の曲率半径は、0.5mm以上となり得る。

#### 【0010】

特に、本開示による、個々の横断部材の突出部に対する孔の半径方向内向きのオフセットOは、以下のように幾何学的に定量化することができる：

10

#### 【数1】

$$O_{\min} = Rr_{\min} - \sqrt{(Rr_{\min})^2 - \frac{1}{4} \cdot D^2} \quad (1)$$

式中、 $O_{\min}$ は、前記オフセットOの最小値を表し、 $Rr_{\min}$ は、特にトランスミッションブーリにおける、駆動ベルトの長手方向の最小の曲率半径を表し、Dは、横断部材の厚さを表す。

#### 【0011】

式(1)による最小のオフセット $O_{\min}$ により、駆動ベルトにおける横断部材は、移行縁部が半径 $Rr_{\min}$ を有する仮想円の半径方向内側に位置し、支持面と後側本体面との間の縁部に交差する範囲で、駆動ベルトにおいて前方へ傾動する。

20

#### 【0012】

たとえば、30mmの $Rr_{\min}$ 値と1.6mmのD値とを有する典型的な駆動ベルトについては、11マイクロメートルの最小オフセット $O_{\min}$ が、式(1)で計算される。製造のばらつきおよび他の不確実性をある程度許容する前記オフセットOに対する実際の設計値は、 $O_{\min}$ の1.5倍～5倍、または15ミクロン～75ミクロンである。好適には、本開示によれば、そのような実際に適用されるオフセットO、ひいてはこれによりもたらされる横断部材の前記前方への傾動は、そのような最小の必要な値 $O_{\min}$ の5倍、より好適には3倍に制限されている。そうしないと、突出部の間の調整力が必要に高くなり、かつ／またはリングスタックがそれどころか支持面の後縁に強制的に接触させられる。

30

#### 【0013】

以下、さらに図面を参照して、上述された新規な駆動ベルトを説明する。図面において、同一の参照符号は、同一のまたは同等の部分を示している。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0014】

【図1】2つのブーリにわたって走行している駆動ベルトを有する無段変速機の概略斜視図を示す。

【図2】駆動ベルトの周方向に向けられた公知の駆動ベルトの概略断面図を示す。

【図3】公知の駆動ベルトの横断部材を幅方向で見た概略図を示す。

40

【図4】図3に描画された公知の横断部材の一部分の拡大図を示す。

【図5】新規な横断部材の一部分の拡大図を示す。

【図6】新規な横断部材を有する駆動ベルトの真っ直ぐな軌道部分の概略図を示す。

#### 【0015】

図1は、たとえば自動車の原動機と駆動輪との間で自動車に利用するための無段変速機を概略的に示している。無段変速機は、概して参照符号1を用いて示されている。無段変速機1は、2つのブーリ2,3と、ブーリ2,3の周囲に閉ループで設けられた駆動ベルト6とを有する。ブーリ2,3の各々には、ブーリ軸4および2つのブーリシープ7,8が設けられており、そのうちの第1のブーリシープ7は、それぞれのブーリ2,3のブーリ軸4に固定されていて、そのうちの第2のブーリシープ8は、そのようなブーリ軸4に対

50

して軸方向に変位可能である一方、回転方向でブーリ軸 4 に固定されている。トランスマッショーン 1 の動作中に、駆動ベルト 6 は、各々のブーリ 2, 3 において、ブーリ 2, 3 のそれぞれのブーリシープ 7, 8 によりこれらの間で走行半径  $R_r$  を置いて締め付けられており、走行半径  $R_r$  は、それぞれ相互に離れる方向へブーリ 2, 3 のブーリシープ 7, 8 が移動することによりトランスマッショーンの速度比を変更するために変化させることができる。

#### 【 0 0 1 6 】

駆動ベルト 6 は、以下リングスタック 9 と称される、相互に半径方向で重ね合わされた連続的なバンドまたはリングの 2 つのセットを有する。駆動ベルト 6 の横断部材 10 は、リングスタック 9 に配置されていて、駆動ベルト 6 の全周に沿ってほぼ連続的な列を形成する。簡略化のために、これらの横断部材 10 の一部だけが図 1 に示されている。10

#### 【 0 0 1 7 】

横断部材 10 は、少なくともリングスタック 9 の周に沿って、リングスタック 9 に対して可動に設けられている。結果として、横断部材 10 が互いに対し押され、ブーリ 2, 3 の回転方向でリングスタック 9 の周に沿って相互に前方へ押し付けられることにより、摩擦を用いて、トランスマッショーンブーリ 2, 3 の間でトルクを伝達することができる。横断部材 10 および駆動ベルト 6 のリングスタック 9 (のリング) は、通常は、鋼製である。この特定のタイプのトランスマッショーン 1 およびその動作原理は、それ自体広く知られている。

#### 【 0 0 1 8 】

図 2 には、駆動ベルト 6 の長さ方向または周方向 C に向けられた、つまり駆動ベルト 6 の幅方向または軸方向 A に対して、かつ高さ方向または半径方向 R に対して垂直に向けられた断面図で、駆動ベルト 6 の 1 つの例示的な形態が示されている。図 3 には、図 2 の横断部材 10 だけが軸方向 A で見た側面図で示されている。20

#### 【 0 0 1 9 】

図 2 では、リングスタック 9 が断面図で示されており、駆動ベルト 6 の 1 つの横断部材 10 が正面図で示されている。この場合、リングスタック 9 は、それぞれ 5 つの、個々の平らで薄くて柔軟な無端リング 5 から成り、無端リング 5 は、半径方向 R に相互に同心に重ね合わされていて、それぞれのリングスタック 9 が形成される。しかし実際には、これらのリングスタック 9 は、多くの場合、6 つ以上の無端リング 5、たとえば 9 つまたは 12 個の無端リング 5 を含み、さらに多くも可能である。30

#### 【 0 0 2 0 】

図 2 および図 3 では、横断部材 10 は、半径方向 R で順に、ほぼ台形のベース部分 13 と、比較的狭い中央部分 14 と、ほぼ三角形の上側部分 15 を有する。中央部分 14 の両側において、ベース部分 13 と上側部分 15 との間に開口 33 が形成されており、開口 33 内にリングスタック 9 が収容されている。各々の開口 33 において、ベース部分 13 の、半径方向外方へ面する支持面 42 が、動作中に、それぞれのリングスタック 9 の半径方向内側と接触する。

#### 【 0 0 2 1 】

横断部材 10 の前面は、概して参照符号 11 により示されているのに対して、横断部材 10 の後面は、概して参照符号 12 により示されている。以下、前面 11 および後面 12 は、概して本体面 11, 12 と称される。駆動ベルト 6 において、横断部材 10 の前面 11 の少なくとも一部は、後続の横断部材 10 の後面 12 の少なくとも一部と当接するのに対して、横断部材 10 の後面 12 の少なくとも一部は、先行の横断部材 10 の前面 11 の少なくとも一部と当接する。40

#### 【 0 0 2 2 】

横断部材 10 は、横断部材 10 の接触面 37 を介して、各々のブーリ 2, 3 のディスク 7, 8 の間に及ぼされる締付力を受ける。1 つのこのような接触面 37 は、横断部材 10 の各々の軸方向側に設けられている。これらの接触面 37 は、半径方向外方へ相互に拡開しており、これにより、接触面の間に鋭角が形成されており、この鋭角は、ベルト角 と称

10

20

30

40

50

され、ブーリ 2 , 3 のブーリシープ 7 , 8 の間に形成されたブーリ角 とほぼ一致する。

#### 【 0 0 2 3 】

横断部材 1 0 には、横断部材 1 0 の前面 1 1 から突出する突出部 4 0 と、横断部材 1 0 の後面 1 2 に設けられた対応する孔 4 1 とが設けられている。駆動ベルト 6 において、後続の横断部材 1 0 の突出部 4 0 が、先行の横断部材 1 0 の孔 4 1 内に少なくとも部分的に配置されており、これにより、駆動ベルト 6 の周方向 C に対して垂直な平面内のこれらの隣接する横断部材 1 0 の相互の変位が阻止されているか、または少なくとも制限されている。通常、突出部 4 0 の外周と孔 4 1 の内周との間に 1 0 ミクロン ~ 5 0 ミクロンの基準の隙間、すなわち突出部 / 孔 - 隙間が設けられている。

#### 【 0 0 2 4 】

横断部材 1 0 のベース部分 1 3 における前面 1 1 に、揺動縁部 1 8 が形成されている。揺動縁部 1 8 は、前面 1 1 の凸状に湾曲した領域により成されていて、この領域は、前記前面 1 1 を半径方向 R で、互いに対し所定の角度で方向付けられた 2 つの部分に分ける。揺動縁部 1 8 の重要な機能は、ブーリ 2 , 3 において、隣接する横断部材 1 0 が互いに対し僅かに回転させられた、つまり傾動された位置にあるとき、隣接する横断部材 1 0 の間に相互のプッシュ接触を提供することである。前記プッシュ接触における最小限の接触応力を好ましい形で実現するために、ならびにこのような接触の安定のために、揺動縁部 1 8 は、好適には横断部材 1 0 の局所的な幅全体に沿って延在している。揺動縁部 1 8 は、好適には、支持面 4 2 の傍に、つまり最小距離 D r c を置いて支持面 4 2 の半径方向内側に配置されている。しかし、その距離 D r c が小さくなるほど、横断部材 1 0 の前面 1 1 と支持面 4 2 との間の移行縁部 5 0 がより鋭くなる。横断部材 1 0 の設計におけるこの後者の形態は、図 3 において点線の円で示された領域 E の拡大図で図 4 に示されている。図 4 の左側では、比較的大きな揺動縁部から支持面までの距離 D r c が示されていて、少なくとも、比較的小さな揺動縁部から支持面までの距離 D r c を有する、図 4 の右側における横断部材 1 0 の設計と比べて、比較的大きな曲率半径 R t e が移行縁部 5 0 に設けられることを許容している。実際には、図 4 に示されるように、曲率半径 R t e は、大量生産において揺動縁部 1 8 が移行縁部 5 0 と重畠しないことを確実に保証するために、揺動縁部から支持面までの距離 D r c よりもいくらか小さくなっている。

#### 【 0 0 2 5 】

図 4 には、移行縁部 5 0 は、半径 R t e の円弧として描画されている。しかし実際には、移行縁部 5 0 は、一様に形付けられていなくてよく、この場合、少なくとも本開示の文脈中において、移行縁部 5 0 の輪郭は、半径 R t e の円弧（の最も近い適合）で近似されている。したがって、支持面 4 2 と前面 1 1 との間の移行縁部の半径 R t e は、重要ではないと思われるかもしれない。しかし、この移行縁部 5 0 は、実際には、それぞれのリングスタック 9 の半径方向内側と接触して、リングスタック 9 の全体の応力レベルを増加している。その上特にこの後者の点では、移行縁部 5 0 の半径 R t e が 0 . 5 mm 未満、特に 0 . 3 mm 未満になると、実質的な応力増加効果を生じることが判った。

#### 【 0 0 2 6 】

本開示によれば、横断部材 1 0 の突出部 4 0 の半径方向位置と孔 4 1 の半径方向位置との間にオフセット O が設けられることにより、移行縁部 5 0 とリングスタック 9 との間のそのような接触を好適には回避する、または少なくとも強さを低減させることができる。したがって、リングスタック 9 の全体的な応力レベルを低下させることにより、駆動ベルト 6 の負荷容量および / または寿命を増加させることができる。

#### 【 0 0 2 7 】

横断部材 1 0 のこの新規な設計は、横断部材 1 0 に関して点線の楕円により図 3 に示された領域 F に対応する、横断部材 1 0 の一部の拡大図で、図 5 に概略的に示されている。図 5 において、円筒形の突出部 4 0 の中心軸線は、実線 C A 4 0 で示されており、孔 4 1 の中心軸線は、破線 C A 4 1 で示されている。したがって、前記オフセット O は、円筒形の突出部 4 0 の中心軸線 C A 4 0 と孔 4 1 の中心軸線 C A 4 1 との間の間隔に相応する。本開示によれば、そのようなオフセット O は、1 . 4 mm ~ 1 . 8 mm の横断部材 1 0 の通

10

20

30

40

50

常の厚さにおいて、15マイクロメートル～75マイクロメートル程度である。ゆえに、図5の縮尺でも、オフセット〇は、誇張されている。

【0028】

新規な横断部材10に含まれる前記オフセット〇が、基準の突出部／孔・隙間を超えると、横断部材10が駆動ベルト6の列において押し合わされると、横断部材10は、隣接する横断部材10の（より低い位置にある）孔41内へ第1の横断部材10の突出部40が強制的に挿入されることにより、リングスタック9に関して前方へ傾けられる。これにより、それぞれのリングスタック9の半径方向内側と横断部材10の移行縁部50との間の接触が、図6に概略的に示されているように、トランスマッショングーリ2,3の間にわたって延在する駆動ベルト6の直線部分において好適には回避することができる。さらにまた、横断部材10は、リングスタック9に対してそのように傾斜した位置で、2つのゴーリシープ7,8の間に進入し、これにより、ゴーリシープ7,8の間に挟み込まれたそれぞれの横断部材10の移行縁部50の半径方向位置が、横断部材10の後面12の側の、支持面42の反対側の縁の半径方向位置よりもいくぶんか低い。これにより、それぞれのリングスタック9の半径方向内側と、支持面と傾動縁部との間の移行縁部50との間の接触は、その強さが少なくとも好適には低減されている。

10

【0029】

本開示は、上述の説明の全体および添付図面の全ての詳細に加えて、添付の特許請求の範囲の全ての特徴にも関し、これらの特徴を含む。請求項における括弧書きの符号は、請求項の範囲を限定するのではなく、単に、それぞれの特徴の拘束力のない例として提供されている。請求項に記載された特徴は、場合により、任意の製品または任意の方法において別々に適用することができるが、これらの特徴の2つ以上のあらゆる組合せを適用することもできる。

20

【0030】

本開示により表された発明は、明細書に明示的に言及された実施の形態および／または例に限定されるのではなく、その補正、変形および実用的な適用も含み、特に当業者には明らかである。

30

40

50

【図面】

【図1】

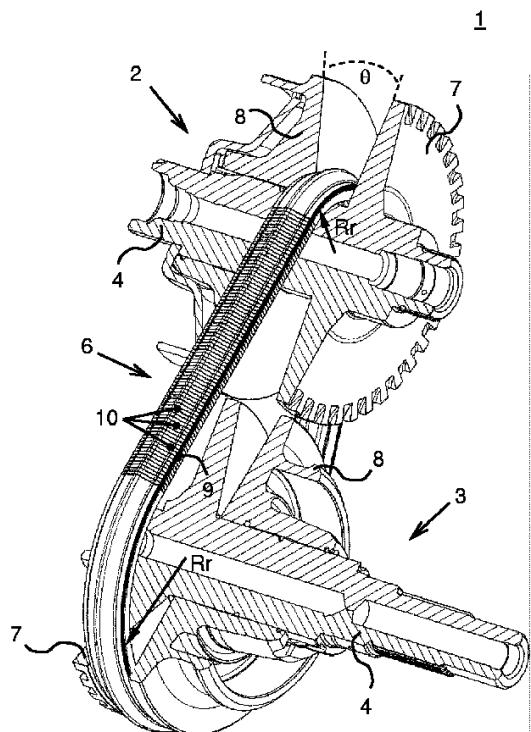


FIG. 1

【図2】

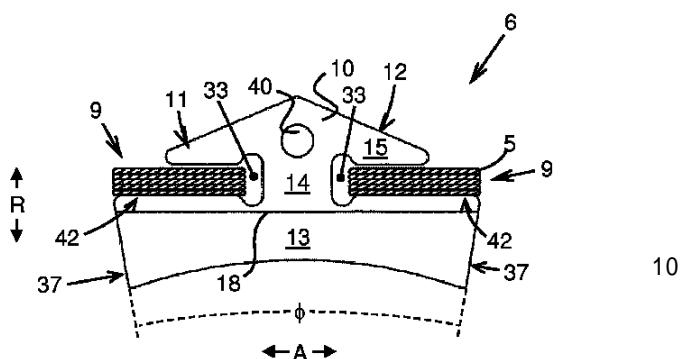


FIG. 2

10

20

【図3】

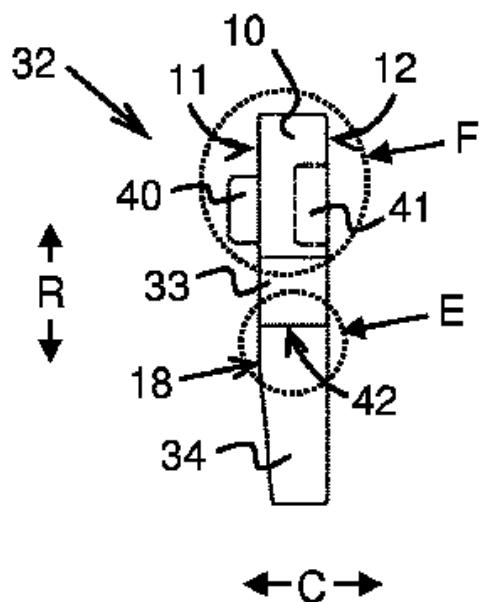


FIG. 3

【図4】

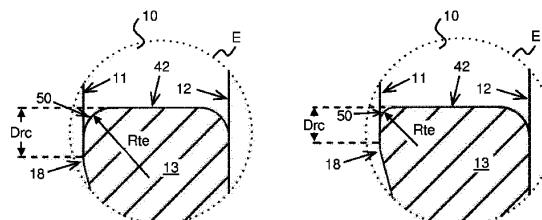


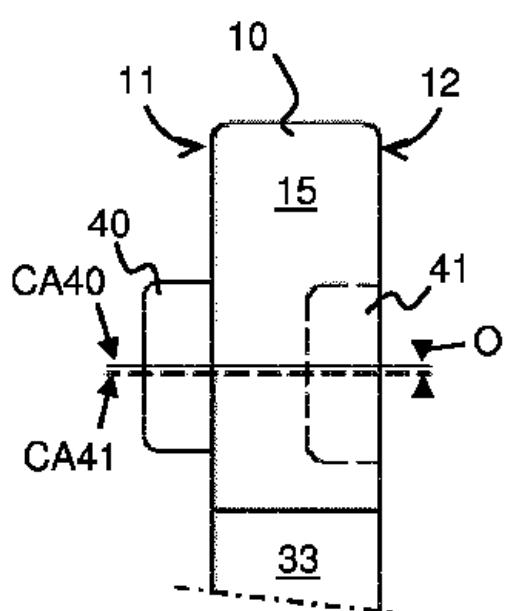
FIG. 4

30

40

50

【図 5】



【図 6】

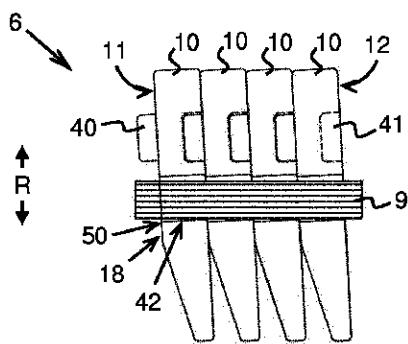


FIG. 6

10

20

FIG. 5

30

40

50

---

フロントページの続き

弁理士 二宮 浩康

(74)代理人 100162880

弁理士 上島 類

(72)発明者 コルネリス ヨハネス ファン デル メーア

オランダ国 ティルビュルフ ディーゼ 99

審査官 前田 浩

(56)参考文献 国際公開第2012/164639 (WO, A1)

特開2003-247606 (JP, A)

(58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)

F 16 G 5 / 16