

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2012 年 10 月 4 日(04.10.2012)



(10) 国際公開番号
WO 2012/131921 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 15/28 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2011/057902
- (22) 国際出願日: 2011 年 3 月 29 日(29.03.2011)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 椎名 貴弘 (SHIINA, Takahiro) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 村上 新 (MURAKAMI, Akira) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 小川 裕之 (OGAWA, Hiroyuki) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 友松 大輔 (TOMOMATSU, Daisuke) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地

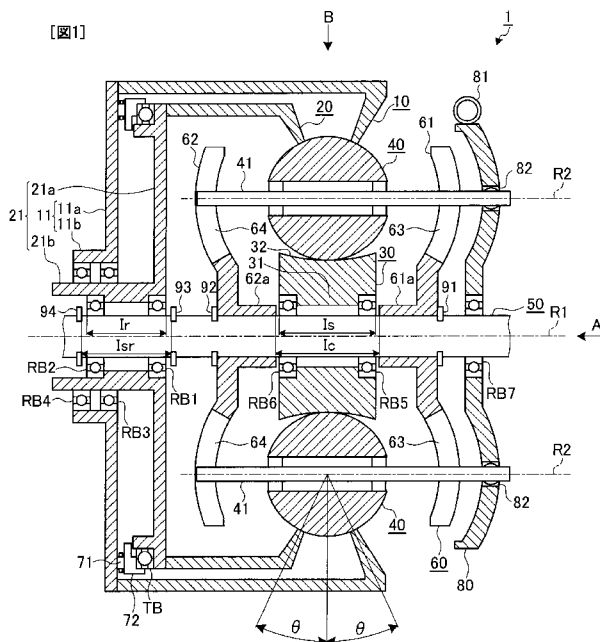
トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 荒津 有希 (ARATSU, Yuki) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).

- (74) 代理人: 酒井 宏明, 外 (SAKAI, Hiroaki et al.); 〒1006020 東京都千代田区霞が関三丁目 2 番 5 号 霞が関ビルディング 酒井国際特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ

[続葉有]

(54) Title: CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 無段変速機



(57) Abstract: A continuously variable transmission of the present invention comprises: first and second rotating members (10, 20); a sun roller (30); a plurality of planet balls (40) wedged between the first and second rotating members (10, 20); a support shaft (41) of the planet ball (40); a shaft (50); a carrier (60); an iris plate (80) and a worm gear (81) which turn each of the planet balls (40) at a slant; and an input shaft (11) and an output shaft (21) fixed respectively to the first and second rotating members (10, 20). In a case in which the input shaft (11) is disposed on an outer circumferential surface of the output shaft (21) and supports relative rotation, the allowable amount of axial movement of the sun roller (30) toward the carrier (60) is set to be less than the allowable amount of axial movement of the second rotating member (20) toward the carrier (60).

(57) 要約: 第 1 及び第 2 の回転部材 (10, 20) と、サンローラ (30) と、第 1 及び第 2 の回転部材 (10, 20) に挟持された複数の遊星ボール (40) と、遊星ボール (40) の支持軸 (41) と、シャフト (50) と、キャリア (60) と、各遊星ボール (40) を傾転させるアイリスプレート (80) 及びウォームギヤ (81) と、第 1 及び第 2 の回転部材 (10, 20) に各々個別に固定された入力軸 (11) 及び出力軸 (21) と、を備え、入力軸 (11) を出力軸 (21) の外周面上で相対回転できるように配置した場合、サンローラ (30) のキャリア (60) に対する軸線方向への移動可能量を第 2 回転部材 (20) のキャリア (60) に対する軸線方向への移動可能量よりも小さく設定すること。

(20) のキャリア (60) に対する軸線方向への移動可能量よりも小さく設定すること。



(AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR,
GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT,
NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI
(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR,
NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称： 無段変速機

技術分野

[0001] 本発明は、共通の回転軸を有する複数の回転要素と、その回転軸に対して放射状に複数配置した転動部材と、を備え、各回転要素の内の2つに挟持された各転動部材を傾転させることによって入出力間の変速比を無段階に変化させる無段変速機に関する。

背景技術

[0002] 従来、この種の無段変速機としては、回転中心となる変速機軸と、この変速機軸の中心軸を第1回転中心軸とする相対回転可能な複数の回転要素と、その第1回転中心軸と平行な別の第2回転中心軸を有し、第1回転中心軸を中心にして放射状に複数配置した転動部材と、を備え、対向させて配置した第1回転要素と第2回転要素とで各転動部材を挟持すると共に、各転動部材を第3回転要素の外周面上に配置し、その転動部材を傾転させることで変速比を無段階に変化させる所謂トラクション遊星ギヤ機構を備えたものが知られている。この無段変速機には、転動部材を自転させると共に支持する支持軸（回転軸）と、この支持軸における転動部材からの夫々の突出部分を介して当該転動部材を保持する固定要素と、が用意されている。例えば、下記の特許文献1－3には、この種の無段変速機について開示されている。特許文献1の無段変速機においては、第3回転要素としてのサンローラが軸線方向にて2分割構造になっており、アンギュラ軸受によって支持されている。また、この無段変速機では、固定要素としてのキャリアに対してサンローラがスナップリングによって固定されている。特許文献2及び3の無段変速機は、転動部材を傾転させる為のアイリスプレート（円盤部材）を備えている。そのアイリスプレートは、支持軸の端部が挿入されるアイリス溝を備えており、そのアイリス溝において、ウォームギヤによる自身の回転と共に支持軸の端部を最減速の変速比となる最減速部分と最増速の変速比となる最増速部

分との間で案内する。尚、特許文献3の無段変速機においては、第1回転要素及び第2回転要素としてのディスクが転動部材よりも径方向内側に配設されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：米国特許出願公開第2010/0267510号明細書

特許文献2：実開昭51-150380号公報

特許文献3：特開昭55-135259号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] ところで、この種の無段変速機においては、互いの干渉を防ぐべく転動部材と固定要素（キャリア）との間に十分な軸線方向の隙間を設ける必要があるため、その転動部材の軸線方向における位置決めが重要になる。しかしながら、上記の特許文献1-3には、その転動部材の位置決めについて開示されていない。これが為、その特許文献1-3に開示された無段変速機の構造に基づき転動部材の位置決めを行うには、その位置決めに要する部品の点数が多くなり、その夫々の部品毎に寸法精度や配置に係る精度を高める必要があるため、原価を増大させる可能性がある。

[0005] そこで、本発明は、かかる従来例の有する不都合を改善し、転動部材の軸線方向における位置決めを低コストで実現させることが可能な無段変速機を提供することを、その目的とする。

課題を解決するための手段

[0006] 上記目的を達成する為、本発明は、回転中心となる固定軸としての変速機軸と、前記変速機軸上で対向させて配置した共通の第1回転中心軸を有する相対回転可能な第1及び第2の回転要素と、前記第1回転中心軸と平行な第2回転中心軸を有し、該第1回転中心軸を中心にして放射状に複数配置して前記第1及び第2の回転要素に挟持させた転動部材と、前記第2回転中心軸

を有し、前記転動部材から両端を突出させた当該転動部材の支持軸と、外周面上の径方向内側に凹ませた凹部に前記各転動部材を配置し、前記変速機軸並びに前記第 1 及び第 2 の回転要素に対する相対回転が可能な第 3 回転要素と、前記変速機軸に固定され、且つ、前記支持軸の夫々の突出部を介して前記転動部材を保持する固定要素と、前記第 1 回転要素と前記第 2 回転要素との間の回転比を前記各転動部材の傾転動作によって変化させる変速装置と、前記第 1 及び第 2 の回転要素に各々個別に固定された第 1 及び第 2 の回転軸と、前記第 1 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第 1 位置決め構造と、前記第 2 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第 2 位置決め構造と、前記第 3 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第 3 位置決め構造と、を備えている。そして、本発明では、前記第 2 回転要素に固定された前記第 2 回転軸を前記変速機軸に対する前記第 1 回転中心軸を中心とした相対回転が行えるよう配置すると共に、前記第 1 回転要素に固定された前記第 1 回転軸を前記第 2 回転軸の外周面上で当該第 2 回転軸に対する前記第 1 回転中心軸を中心とした相対回転が行えるよう配置し、前記第 3 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を前記第 2 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量よりも小さく設定することを特徴としている。

[0007] ここで、前記支持軸のずれに伴うサイドスリップ力によって生じる前記転動部材の前記第 3 回転要素に対する軸線方向への移動可能量を、前記第 2 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量と前記第 3 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量との和よりも小さく設定することが望ましい。

[0008] また、上記目的を達成する為、本発明は、回転中心となる固定軸としての変速機軸と、前記変速機軸上で対向させて配置した共通の第 1 回転中心軸を有する相対回転可能な第 1 及び第 2 の回転要素と、前記第 1 回転中心軸と平行な第 2 回転中心軸を有し、該第 1 回転中心軸を中心にして放射状に複数配

置して前記第 1 及び第 2 の回転要素に挟持させた転動部材と、前記第 2 回転中心軸を有し、前記転動部材から両端を突出させた当該転動部材の支持軸と、外周面上の径方向内側に凹ませた凹部に前記各転動部材を配置し、前記変速機軸並びに前記第 1 及び第 2 の回転要素に対する相対回転が可能な第 3 回転要素と、前記変速機軸に固定され、且つ、前記支持軸の夫々の突出部を介して前記転動部材を保持する固定要素と、前記第 1 回転要素と前記第 2 回転要素との間の回転比を前記各転動部材の傾転動作によって変化させる変速装置と、前記第 1 及び第 2 の回転要素に各々個別に固定され、前記変速機軸の外周面上で当該変速機軸に対する前記第 1 回転中心軸を中心とした相対回転が可能な第 1 及び第 2 の回転軸と、前記第 1 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第 1 位置決め構造と、前記第 2 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第 2 位置決め構造と、前記第 3 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第 3 位置決め構造と、を備えている。そして、本発明では、前記第 3 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を、前記第 1 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量又は前記第 2 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量の内の小さい方よりも小さく設定することを特徴としている。

[0009] ここで、前記支持軸のずれに伴うサイドスリップ力によって生じる前記転動部材の前記第 3 回転要素に対する軸線方向への移動可能量を、前記第 1 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量又は前記第 2 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量の内の小さい方と前記第 3 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量との和よりも小さく設定することが望ましい。

[0010] 前記第 3 位置決め構造は、前記第 3 回転要素を前記固定要素に向けて軸線方向に押し付ける締結部材によって、前記第 3 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を 0 に設定することが望ましい。

[0011] また、この第 3 位置決め構造は、前記固定要素の開口部に挿入される軸力

伝達部材を前記第 3 回転要素と前記締結部材との間に設けることが望ましい。
。

[0012] また、前記固定要素は、一体成形することが望ましい。

発明の効果

[0013] 本発明に係る無段変速機は、固定要素と凹部を有する第 3 回転要素とで転動部材の軸線方向における位置決めを行うことができる。つまり、この無段変速機は、転動部材の位置決めの為に、固定要素、第 3 回転要素、そして、これらに関連する部品（これらを取り付ける部品等）の寸法精度や配置に係る精度を高めればよい。従って、本発明に係る無段変速機は、要求精度の高い部品の点数が少なくなるので、転動部材の軸線方向における位置決めを低コストで実現させることができる。

図面の簡単な説明

[0014] [図1] 図 1 は、本発明に係る無段変速機の実施例 1 の構成を示す部分断面図である。

[図2] 図 2 は、サンローラにおける別形態の凹部について説明する図である。

[図3] 図 3 は、キャリアのガイド溝や連結軸の間隔について説明する図である。
。

[図4] 図 4 は、アイリスプレートについて説明する図である。

[図5] 図 5 は、本発明に係る無段変速機の実施例 2 の構成を示す部分断面図である。

[図6] 図 6 は、本発明に係る無段変速機の実施例 2 の別形態の構成を示す部分断面図である。

[図7] 図 7 は、図 6 の X-X 線で切った軸力伝達部材等の断面図である。

[図8] 図 8 は、実施例 3 の無段変速機について説明する部分断面図である。

[図9] 図 9 は、遊星ボールとサンローラとの位置ずれに関して説明する図である。

[図10] 図 10 は、実施例 3 の別形態の無段変速機について説明する部分断面図である。

[図11]図 1 1 は、実施例 3 の別形態の無段変速機について説明する部分断面図である。

[図12]図 1 2 は、実施例 3 の別形態の無段変速機について説明する部分断面図である。

[図13]図 1 3 は、実施例 3 の別形態の無段変速機について説明する部分断面図である。

[図14]図 1 4 は、本発明に係る無段変速機の実施例 4 の構成を示す部分断面図である。

発明を実施するための形態

[0015] 以下に、本発明に係る無段変速機の実施例を図面に基づいて詳細に説明する。尚、この実施例によりこの発明が限定されるものではない。

[0016] [実施例 1]

本発明に係る無段変速機の実施例 1 を図 1 から図 4 に基づいて説明する。

[0017] 最初に、本実施例の無段変速機の一例について図 1 を用いて説明する。図 1 の符号 1 は、本実施例の無段変速機を示す。

[0018] この無段変速機 1 の主要部を成す無段変速機構は、共通の第 1 回転中心軸 R 1 を有する相互間での相対回転が可能な第 1 から第 3 の回転要素 1 0, 2 0, 3 0 と、その第 1 回転中心軸 R 1 と後述する基準位置において平行な別の第 2 回転中心軸 R 2 を各々有する複数の転動部材 4 0 と、第 1 から第 3 の回転要素 1 0, 2 0, 3 0 の回転中心に配置した変速機軸としてのシャフト 5 0 と、このシャフト 5 0 に固定し、夫々の転動部材 4 0 を傾転自在に保持する固定要素 6 0 と、を備えた所謂トラクション遊星ギヤ機構と云われるものである。この無段変速機 1 は、第 2 回転中心軸 R 2 を第 1 回転中心軸 R 1 に対して傾斜させ、転動部材 4 0 を傾転させることによって、入出力間の変速比 γ を変えるものである。以下においては、特に言及しない限り、その第 1 回転中心軸 R 1 や第 2 回転中心軸 R 2 に沿う方向を軸線方向と云い、その第 1 回転中心軸 R 1 周りの方向を周方向と云う。また、その第 1 回転中心軸 R 1 に直交する方向を径方向と云い、その中でも、内方に向けた側を径方向

内側と、外方に向けた側を径方向外側と云う。

[0019] この無段変速機 1 においては、第 1 回転要素 10 と第 2 回転要素 20 と第 3 回転要素 30 との間で各転動部材 40 を介したトルクの伝達が行われる。例えば、この無段変速機 1 においては、第 1 から第 3 の回転要素 10, 20, 30 の内の 1 つがトルク（動力）の入力部となり、残りの回転要素の内の少なくとも 1 つがトルクの出力部となる。これが為、この無段変速機 1 においては、入力部となる何れかの回転要素と出力部となる何れかの回転要素との間の回転速度（回転数）の比が変速比 γ となる。例えば、この無段変速機 1 は、車両の動力伝達経路上に配設される。その際には、その入力部がエンジンやモータ等の動力源側に連結され、その出力部が駆動輪側に連結される。この無段変速機 1 においては、入力部としての回転要素にトルクが入力された場合の各回転要素の回転動作を正駆動と云い、出力部としての回転要素に正駆動時とは逆方向のトルクが入力された場合の各回転要素の回転動作を逆駆動と云う。例えば、この無段変速機 1 は、先の車両の例示に従えば、加速等の様に動力源側からトルクが入力部たる回転要素に入力されて当該回転要素を回転させているときに正駆動となり、減速等の様に駆動輪側から出力部たる回転中の回転要素に正駆動時とは逆方向のトルクが入力されているときに逆駆動となる。

[0020] この無段変速機 1 においては、シャフト 50 の中心軸（第 1 回転中心軸 R1）を中心にして放射状に複数個の転動部材 40 を配置する。その夫々の転動部材 40 は、対向させて配置した第 1 回転要素 10 と第 2 回転要素 20 とで挟持させると共に、第 3 回転要素 30 の外周面上に配設する。また、夫々の転動部材 40 は、自身の回転中心軸（第 2 回転中心軸 R2）を中心にした自転を行う。この無段変速機 1 は、第 1 及び第 2 の回転要素 10, 20 の内の少なくとも一方を転動部材 40 に押し付けることによって、第 1 から第 3 の回転要素 10, 20, 30 と転動部材 40 との間に適切な接線力（トラクション力）を発生させ、その間におけるトルクの伝達を可能にする。また、この無段変速機 1 は、夫々の転動部材 40 を自身の第 2 回転中心軸 R2 と第

1 回転中心軸 R 1 とを含む傾転平面上で傾転させ、第 1 回転要素 1 0 と第 2 回転要素 2 0 との間の回転速度（回転数）の比を変化させることによって、入出力間の回転速度（回転数）の比を変える。

[0021] ここで、この無段変速機 1 においては、第 1 及び第 2 の回転要素 1 0, 2 0 が遊星歯車機構で云うところのリングギヤの機能を為すものとなる。また、第 3 回転要素 3 0 は、トラクション遊星ギヤ機構のサンローラとして機能する。また、転動部材 4 0 はトラクション遊星ギヤ機構におけるボール型ピニオンとして機能し、固定要素 6 0 はキャリアとして機能する。以下、第 1 及び第 2 の回転要素 1 0, 2 0 については、各々「第 1 及び第 2 の回転部材 1 0, 2 0」と云う。また、第 3 回転要素 3 0 については「サンローラ 3 0」と云い、転動部材 4 0 については「遊星ボール 4 0」と云う。また、固定要素 6 0 については、「キャリア 6 0」と云う。

[0022] また、シャフト 5 0 は、図示しない筐体や車体等における無段変速機 1 の固定部に固定したものであり、その固定部に対して相対回転させぬよう構成した円柱状の固定軸とする。

[0023] 第 1 及び第 2 の回転部材 1 0, 2 0 は、中心軸を第 1 回転中心軸 R 1 に一致させた円盤部材（ディスク）や円環部材（リング）であり、軸線方向で対向させて各遊星ボール 4 0 を挟み込むように配設する。この例示においては、双方とも円環部材とする。

[0024] この第 1 及び第 2 の回転部材 1 0, 2 0 は、後で詳述する各遊星ボール 4 0 の径方向外側の外周曲面と接触する接触面を有している。その夫々の接触面は、例えば、遊星ボール 4 0 の外周曲面の曲率と同等の曲率の凹円弧面、その外周曲面の曲率とは異なる曲率の凹円弧面、凸円弧面又は平面等の形状を成している。ここでは、後述する基準位置の状態第 1 回転中心軸 R 1 から各遊星ボール 4 0 との接触部分までの距離が同じ長さになるように夫々の接触面を形成して、第 1 及び第 2 の回転部材 1 0, 2 0 の各遊星ボール 4 0 に対する夫々の接触角 θ が同じ角度になるようにしている。その接触角 θ とは、基準から各遊星ボール 4 0 との接触部分までの角度のことである。ここ

では、径方向を基準にしている。その夫々の接触面は、遊星ボール 40 の外周曲面に対して点接触又は面接触している。また、夫々の接触面は、第 1 及び第 2 の回転部材 10, 20 から遊星ボール 40 に向けて軸線方向の力（押圧力）が加わった際に、その遊星ボール 40 に対して径方向内側で且つ斜め方向の力（法線力）が加わるように形成されている。

[0025] この例示においては、第 1 回転部材 10 を無段変速機 1 の正駆動時におけるトルク入力部として作用させ、第 2 回転部材 20 を無段変速機 1 の正駆動時におけるトルク出力部として作用させる。従って、その第 1 回転部材 10 には入力軸（第 1 回転軸）11 が連結され、第 2 回転部材 20 には出力軸（第 2 回転軸）21 が連結される。尚、この無段変速機 1 は、入力軸 11 として設けているものを出力軸として利用し、出力軸 21 として設けているものを入力軸として利用してもよい。

[0026] その出力軸 21 は、中心軸を第 1 回転中心軸 R1 に一致させた円盤部 21a と円筒部 21b とを備えている。その円筒部 21b は、円盤部 21a の内周側に設けられており、その内周面がラジアル軸受 RB1, RB2 を介してシャフト 50 の外周面に取り付けられている。従って、出力軸 21 とこれに連結された第 2 回転部材 20 は、シャフト 50 に対する周方向の相対回転を行うことができる。

[0027] また、入力軸 11 についても、中心軸を第 1 回転中心軸 R1 に一致させた出力軸 21 と同様の円盤部 11a と円筒部 11b とを備えている。その円筒部 11b は、その内周面がラジアル軸受 RB3, RB4 を介して出力軸 21 の円筒部 21b の外周面に取り付けられている。この入力軸 11 は、そのラジアル軸受 RB3, RB4 と下記のスラスト軸受 TB によって、出力軸 21 に対する周方向の相対回転を行うことができる。

[0028] ここで、入力軸 11 における円盤部 11a と出力軸 21 における円盤部 21a の夫々の外周側の平面の間には、トルクカム 71 と環状部材 72 とスラスト軸受 TB とが配設されている。その環状部材 72 と出力軸 21 は、そのスラスト軸受 TB を介して相対回転できる。トルクカム 71 は、入力軸 11

側の係合部材と環状部材 7 2 側の係合部材とが係合することで、入力軸 1 1 と環状部材 7 2 との間で軸力を発生させると共に回転トルクを伝達させ、これらを一体になって回転させる。その軸力は、第 1 回転部材 1 0 と第 2 回転部材 2 0 とに伝わり、これらが各遊星ボール 4 0 を押圧する際の押圧力となる。

[0029] サンローラ 3 0 は、中心軸を第 1 回転中心軸 R 1 に一致させた円筒状のものであり、ラジアル軸受 R B 5, R B 6 によってシャフト 5 0 に対する周方向への相対回転を行える。このサンローラ 3 0 は、その内周面側の中央部分に径方向内側に膨出させた環状部 3 1 を備えている。ラジアル軸受 R B 5, R B 6 は、その環状部 3 1 の側面に外輪が当接するまでサンローラ 3 0 に圧入している。

[0030] また、このサンローラ 3 0 の外周面には、複数の遊星ボール 4 0 が放射状に略等間隔で配置される。従って、このサンローラ 3 0 においては、その外周面が遊星ボール 4 0 の自転の際の転動面となる。その転動面には、軸線方向における中心部分を両端部側よりも径方向内側に凹ませた凹部 3 2 が形成されている。その凹部 3 2 は、周方向に渡って 1 周形成されている。また、この凹部 3 2 は、例えば、図 1 に示す湾曲形状であってもよく、図 2 に示す V 字型形状であってもよい。夫々の遊星ボール 4 0 は、被駆動時に凹部 3 2 の中央部分（最も凹んでいる部分）に来るよう配置する。故に、遊星ボール 4 0 は、その凹部 3 2 の無い転動面と比較して、サンローラ 3 0 に対する軸線方向への相対移動が抑制される。このサンローラ 3 0 は、自らの回転動作によって夫々の遊星ボール 4 0 を転動（自転）させることもできれば、夫々の遊星ボール 4 0 の転動動作（自転動作）に伴って回転することもできる。

[0031] 遊星ボール 4 0 は、サンローラ 3 0 の外周面上を転がる転動部材である。この遊星ボール 4 0 は、完全な球状体であることが好ましいが、少なくとも転動方向にて球形を成すもの、例えばラグビーボールの様な断面が楕円形状のものであってもよい。この遊星ボール 4 0 は、その中心を通して貫通させ

た支持軸 4 1 によって回転自在に支持する。例えば、遊星ボール 4 0 は、支持軸 4 1 の外周面との間に配設した軸受（図示略）によって、第 2 回転中心軸 R 2 を回転軸とした支持軸 4 1 に対する相対回転（つまり自転）ができるようにしている。従って、この遊星ボール 4 0 は、支持軸 4 1 を中心にしてサンローラ 3 0 の外周面上を転動することができる。その支持軸 4 1 の両端は、遊星ボール 4 0 から突出させておく。尚、遊星ボール 4 0 と支持軸 4 1 との間には、その軸受等による微小のガタ（隙間）が存在している。

[0032] その支持軸 4 1 の基準となる位置は、図 1 に示すように、第 2 回転中心軸 R 2 が第 1 回転中心軸 R 1 と平行になる位置である。この支持軸 4 1 は、その基準位置で形成される自身の回転中心軸（第 2 回転中心軸 R 2）と第 1 回転中心軸 R 1 とを含む傾転平面内において、基準位置とそこから傾斜させた位置との間を遊星ボール 4 0 と共に揺動（傾転）することができる。その傾転は、その傾転平面内で遊星ボール 4 0 の中心を支点にして行われる。

[0033] キャリア 6 0 は、夫々の遊星ボール 4 0 の傾転動作を妨げないように支持軸 4 1 の夫々の突出部を保持する。このキャリア 6 0 は、例えば、中心軸を第 1 回転中心軸 R 1 に一致させた第 1 及び第 2 の円盤部材 6 1, 6 2 を対向させて配置し、その第 1 及び第 2 の円盤部材 6 1, 6 2 を複数本の連結軸 6 5（図 3）で連結して、全体として籠状となるようにしている。これにより、このキャリア 6 0 は、外周面に開放部分を有することになる。各遊星ボール 4 0 は、第 1 及び第 2 の円盤部材 6 1, 6 2 の間に配置し、その開放部分を介して第 1 回転部材 1 0 と第 2 回転部材 2 0 とに接している。

[0034] このキャリア 6 0 は、第 1 及び第 2 の円盤部材 6 1, 6 2 の内周面側をシャフト 5 0 の外周面側に固定し、そのシャフト 5 0 に対する周方向への相対回転や軸線方向への相対移動が行えないようにしている。例えば、このキャリア 6 0 は、第 1 及び第 2 の円盤部材 6 1, 6 2 の内周面をシャフト 5 0 の外周面に対してスプライン嵌合することで、そのような周方向への相対回転を禁止できる。このキャリア 6 0 は、その内周面側に、軸線方向で且つサンローラ 3 0 側に向けて延設した環状部 6 1 a, 6 2 a を備える。故に、スプ

ライン嵌合を適用する場合には、その環状部 6 1 a, 6 2 a の内周面にスプラインを形成する。また、この例示では、軸線方向への相対移動を行わせない為に、キャリア 6 0 の軸線方向における夫々の側面にスナップリング等の係止部材 9 1, 9 2 を配設している。尚、キャリア 6 0 は、シャフト 5 0 に圧入することで相対回転と相対移動を規制してもよい。

[0035] この無段変速機 1 には、夫々の遊星ボール 4 0 の傾転時に支持軸 4 1 を傾転方向へと案内する為のガイド部が設けられている。この例示では、そのガイド部をキャリア 6 0 に設ける。ガイド部は、遊星ボール 4 0 から突出させた支持軸 4 1 を傾転方向に向けて案内する径方向のガイド溝 6 3, 6 4 であり、第 1 及び第 2 の円盤部材 6 1, 6 2 の夫々の対向する部分に遊星ボール 4 0 毎に形成する（図 3）。つまり、全てのガイド溝 6 3 と全てのガイド溝 6 4 は、軸線方向（図 1 の矢印 A の方向）から観ると夫々に放射状を成している。ガイド溝 6 3 は、第 1 円盤部材 6 1 の周方向を溝幅とし、その径方向内側を溝底としたものである。同様に、ガイド溝 6 4 は、第 2 円盤部材 6 2 の周方向を溝幅とし、その径方向内側を溝底とする。支持軸 4 1 とガイド溝 6 3, 6 4 との間には、傾転動作を実現させる為、そして円滑にする為に、溝幅方向に隙間が設けられている。その隙間は、例えば、傾転動作の為のサンローラ 3 0 と遊星ボール 4 0 との間におけるサイドスリップを引き起こせるだけの大きさにする。

[0036] ここで、キャリア 6 0 をシャフト 5 0 に固定する際には、籠状に形成されたキャリア 6 0 の第 1 円盤部材 6 1 と第 2 円盤部材 6 2 との間に、ラジアル軸受 RB 5, RB 6 の嵌合されたサンローラ 3 0 を配置しておき、その第 1 及び第 2 の円盤部材 6 1, 6 2 とラジアル軸受 RB 5, RB 6 とにシャフト 5 0 を挿入していく。従って、この無段変速機 1 においては、籠状を成すキャリア 6 0 の第 1 円盤部材 6 1 と第 2 円盤部材 6 2 との間にサンローラ 3 0 が配置できるように、図 3 に示すように、隣り合う連結軸 6 5 の間隔 I_j をサンローラ 3 0 の直径 D_s よりも大きくしている。また、この無段変速機 1 では、そのシャフト 5 0 の組み付け後に、支持軸 4 1 の挿入された遊星ボ-

ル40が径方向外側から組み付けられる。故に、その連結軸65の間隔 I_j は、遊星ボール40の直径 D_b よりも拵けておく。

[0037] 更に、このキャリア60においては、第1及び第2の円盤部材61, 62の直径（最大の外径）を第1回転部材10や第2回転部材20における遊星ボール40との接触部分の内径（最小の内径）よりも小さくする。上記の遊星ボール40のキャリア60への組み付け後に第1及び第2の回転部材10, 20をシャフト50へと挿入するので、第1及び第2の円盤部材61, 62の外形によって第1及び第2の回転部材10, 20の挿入が妨げられないようにする為である。

[0038] この無段変速機1においては、夫々の遊星ボール40の傾転角が基準位置、即ち0度のときに、第1回転部材10と第2回転部材20とが同一回転速度（同一回転数）で回転する。つまり、このときには、第1回転部材10と第2回転部材20の回転比（回転速度又は回転数の比）が1となり、変速比 γ が1になっている。一方、夫々の遊星ボール40を基準位置から傾転させた際には、支持軸41の中心軸から第1回転部材10との接触部分までの距離が変化すると共に、支持軸41の中心軸から第2回転部材20との接触部分までの距離が変化する。これが為、第1回転部材10又は第2回転部材20の内の何れか一方が基準位置のときよりも高速で回転し、他方が低速で回転するようになる。例えば第2回転部材20は、遊星ボール40を一方へと傾転させたときに第1回転部材10よりも低回転になり（減速）、他方へと傾転させたときに第1回転部材10よりも高回転になる（増速）。従って、この無段変速機1においては、その傾転角を変えることによって、第1回転部材10と第2回転部材20との間の回転比（変速比 γ ）を無段階に変化させることができる。尚、ここでの増速時（ $\gamma < 1$ ）には、図1における上側の遊星ボール40を紙面反時計回り方向に傾転させ且つ下側の遊星ボール40を紙面時計回り方向に傾転させる。また、減速時（ $\gamma > 1$ ）には、図1における上側の遊星ボール40を紙面時計回り方向に傾転させ且つ下側の遊星ボール40を紙面反時計回り方向に傾転させる。

- [0039] この無段変速機 1 には、その変速比 γ を変える変速装置が設けられている。変速比 γ は遊星ボール 40 の傾転角の変化に伴い変わるので、その変速装置としては、夫々の遊星ボール 40 を傾転させる傾転装置を用いる。ここでは、この変速装置が円盤状のアイリスプレート（傾転要素）80 を備えている。
- [0040] そのアイリスプレート 80 は、その径方向内側のラジアル軸受 RB7 を介してシャフト 50 に取り付けられており、そのシャフト 50 に対して第 1 回転中心軸 R1 を中心とする相対回転を行える。その相対回転には、図示しないモータ等のアクチュエータ（駆動部）を用いる。この駆動部の駆動力は、ウォームギア 81 を介してアイリスプレート 80 の外周部分に伝えられる。
- [0041] このアイリスプレート 80 は、夫々の遊星ボール 40 の入力側（第 1 回転部材 10 との接触部側）又は出力側（第 2 回転部材 20 との接触部側）で且つキャリア 60 の外側に配置する。この例示では、入力側に配置している。このアイリスプレート 80 には、支持軸 41 の一方の突出部が挿入される絞り孔（アイリス孔）82 を形成する。その絞り孔 82 は、径方向内側の端部が起点の径方向を基準線 L と仮定する場合、径方向内側から径方向外側に向かうにつれて基準線 L から周方向に離れていく弧状になっている（図 4）。尚、その図 4 は、図 1 の矢印 A の方向から観た図である。
- [0042] 支持軸 41 の一方の突出部は、アイリスプレート 80 が図 4 の紙面時計回り方向に回転することで、絞り孔 82 に沿ってアイリスプレート 80 の中心側に移動する。その際、支持軸 41 の夫々の突出部がキャリア 60 のガイド溝 63, 64 に挿入されているので、絞り孔 82 に挿入されている一方の突出部は、径方向内側に移動する。また、その一方の突出部は、アイリスプレート 80 が図 4 の紙面反時計回り方向に回転することで、絞り孔 82 に沿ってアイリスプレート 80 の外周側に移動する。その際、この一方の突出部は、ガイド溝 63, 64 の作用によって径方向外側に移動する。このように、支持軸 41 は、ガイド溝 63, 64 と絞り孔 82 によって径方向に移動できる。従って、遊星ボール 40 は、上述した傾転動作が可能になる。

[0043] ところで、この無段変速機 1 においては、遊星ボール 40 がキャリア 60 と干渉しないように、夫々の遊星ボール 40 の軸線方向（第 1 回転中心軸 R1 の軸線方向）における位置ずれを抑制する、より好ましくは位置ずれを無くすることが望ましい。この無段変速機 1 では、上記のサンローラ 30 の凹部 32 によって、遊星ボール 40 のサンローラ 30 に対する軸線方向への相対移動が抑制されるので、その遊星ボール 40 の軸線方向への位置ずれが抑制される。

[0044] 更に、その位置ずれを抑制するべく、この無段変速機 1 においては、サンローラ 30 のシャフト 50 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{ss} を少なくすることが好ましい。遊星ボール 40 は、サンローラ 30 の軸線方向への移動につられて移動する可能性があるからである。従って、この無段変速機 1 には、サンローラ 30 のシャフト 50 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{ss} を設定する位置決め構造（第 3 位置決め構造）が設けられている。

[0045] 例えば、この無段変速機 1 においては、キャリア 60 の第 1 及び第 2 の円盤部材 61, 62 に環状部 61a, 62a を設けており、その環状部 61a, 62a の夫々の自由端とラジアル軸受 RB5, RB6 の側面との間の距離を縮めることで、サンローラ 30 のシャフト 50 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{ss} を減らすことができる。このことから、第 3 位置決め構造は、キャリア 60 の夫々の環状部 61a, 62a とサンローラ 30 のラジアル軸受 RB5, RB6 とで構成することができる。

[0046] ここで、この例示ではキャリア 60 をシャフト 50 に対して軸線方向へと相対移動できぬように固定しているので、その移動可能量 ΔT_{ss} については、サンローラ 30 のキャリア 60 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{sc} と云える（ $\Delta T_{sc} = \Delta T_{ss}$ ）。故に、その移動可能量 ΔT_{sc} は、下記の式 1 によって求めることができる。そして、第 3 位置決め構造は、サンローラ 30 のキャリア 60 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{sc} を設定するものであると云える。

[0047] $\Delta T_{sc} = I_c - I_s \quad \cdots \quad (1)$

- [0048] この式 1 の「 I_c 」は、図 1 に示すように、環状部 61a の自由端と環状部 62a の自由端との間の距離である。「 I_s 」は、ラジアル軸受 RB5 の図 1 の紙面右側の側面とラジアル軸受 RB6 の図 1 の紙面左側の側面との間の距離である。
- [0049] 尚、この例示ではサンローラ 30（厳密にはラジアル軸受 RB5, RB6）とキャリア 60（厳密には環状部 61a, 62a の自由端）との間の軸線方向における隙間を移動可能量 ΔT_{sc} としているが、その隙間に弦巻バネ等の弾性部材が配設されている場合には、その弾性部材の伸縮により得られるサンローラ 30 とキャリア 60 との間の最大の移動量を移動可能量 ΔT_{sc} とする。
- [0050] このように、この無段変速機 1 は、サンローラ 30 の転動面に設けた凹部 32 や、サンローラ 30 のシャフト 50 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{ss} （サンローラ 30 のキャリア 60 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{sc} ）の縮小によって、遊星ボール 40 の軸線方向の位置ずれを抑えることができる。
- [0051] ここで、遊星ボール 40 の軸線方向の位置ずれを引き起こす要因としては、それ以外にも第 1 回転部材 10 や第 2 回転部材 20 の軸線方向への移動が挙げられる。この点について観てみると、この無段変速機 1 においては、第 2 回転部材 20 がシャフト 50 の外周面側に配置されている一方、第 1 回転部材 10 は第 2 回転部材 20 の外周面側に配置されている。そして、第 1 回転部材 10 は、図 1 の紙面右方向への第 2 回転部材 20 に対する相対移動がトルクカム 71 により規制されている反面、図 1 の紙面左方向へと例えばトルクカム 71 の軸線方向への動作範囲内において第 2 回転部材 20 に対する相対移動が行える。これに対して、第 2 回転部材 20 は、ラジアル軸受 RB1 の側面側（図 1 の紙面右側）に配設された係止部材 93 と、ラジアル軸受 RB2 の側面側（図 1 の紙面左側）に配設された係止部材 94 と、によって、シャフト 50 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outs} が規制される。従って、遊星ボール 40 は、第 1 及び第 2 の回転部材 10, 20 だけに着

目すると、シャフト50の取り付けられる第2回転部材20の軸線方向の移動の影響の方が大きいので、その移動可能量 ΔT_{outs} の範囲内で軸線方向に移動できる。

[0052] その移動可能量 ΔT_{outs} は、キャリア60がシャフト50に固定されているので、第2回転部材20のキャリア60に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outc} と云える($\Delta T_{outc} = \Delta T_{outs}$)。これが為、その移動可能量 ΔT_{outc} は、下記の式2によって求めることができる。

[0053]
$$\Delta T_{outc} = I_{sr} - I_r \quad \dots \quad (2)$$

[0054] この式2の「 I_{sr} 」は、図1に示すように、係止部材93と係止部材94との間の距離である。「 I_r 」は、ラジアル軸受RB1の図1の紙面右側の側面とラジアル軸受RB2の図1の紙面左側の側面との間の距離である。

[0055] 尚、この例示では第2回転部材20（厳密にはラジアル軸受RB1，RB2）とキャリア60（厳密には係止部材93，94）との間の軸線方向における隙間を移動可能量 ΔT_{outc} としているが、その隙間に弦巻バネ等の弾性部材が配設されている場合には、その弾性部材の伸縮により得られる第2回転部材20とキャリア60との間の最大の移動力を移動可能量 ΔT_{outc} とする。

[0056] この無段変速機1においては、トルクカム71、環状部材72、スラスト軸受TB、第1回転部材10及び入力軸11のラジアル軸受RB3，RB4並びに下記の第2位置決め構造が、第1回転部材10のキャリア60に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{inc} を設定する第1位置決め構造を成している。また、係止部材93，94、第2回転部材20及び出力軸21のラジアル軸受RB1，RB2並びにシャフト50における係止部材93，94の保持溝は、第2回転部材20のキャリア60に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outc} を設定する第2位置決め構造を成している。

[0057] さて、サンローラ30のキャリア60に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{sc} (= ΔT_{ss})には、最大で、サンローラ30、ラジアル軸受RB5，RB6、キャリア60、係止部材91，92及びシャフト50の係止部材

91, 92の取り付け溝における夫々の軸線方向の寸法精度（つまり寸法公差）、これらの組み付け精度（つまり組み付け時の公差）の積み重ねに伴うずれが生じる。また、第2回転部材20のキャリア60に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outc} （ $=\Delta T_{outs}$ ）には、最大で、第2回転部材20、ラジアル軸受RB1, RB2、キャリア60、係止部材93, 94及びシャフト50の係止部材93, 94の取り付け溝における夫々の軸線方向の寸法精度（寸法公差）、これらの組み付け精度（組み付け時の公差）の積み重ねに伴うずれが生じる。

[0058] 遊星ボール40の軸線方向の位置は、その移動可能量 ΔT_{sc} が移動可能量 ΔT_{outc} よりも大きい場合、又は、その移動可能量 ΔT_{sc} と移動可能量 ΔT_{outc} とが同じ場合、サンローラ30、キャリア60及び遊星ボール40に関連する部品の寸法精度や組み付け精度だけでなく、第2回転部材20に関連する部品の寸法精度や組み付け精度の影響も受ける。これが為、この場合には、その移動可能量 ΔT_{outc} に加え、これらの寸法精度や組み付け精度によって遊星ボール40の軸線方向の位置が決まる。これに対して、その移動可能量 ΔT_{sc} が移動可能量 ΔT_{outc} よりも小さい場合には、第2回転部材20に関連する部品の影響を受けずに、移動可能量 ΔT_{sc} とサンローラ30、キャリア60及び遊星ボール40に関連する部品の寸法精度及び組み付け精度とによって、遊星ボール40の軸線方向の位置が決まる。

[0059] 尚、サンローラ30に関連する部品とは、サンローラ30そのものは当然のことながら、これに圧入されるラジアル軸受RB5, RB6のことを指している。キャリア60に関連する部品とは、キャリア60そのものと、これを係止する係止部材91, 92や、係止部材91, 92が取り付けられるシャフト50のことを指している。遊星ボール40に関連する部品とは、遊星ボール40そのものと、これを支持する支持軸41や軸受のことを、そして、厳密には支持軸41を保持しているキャリア60やアイリスプレート80等のことも指している。

- [0060] 一般には、積み上げ公差が大きいほど、夫々の部品の間隔（上記の移動可能量 ΔT_{sc} や移動可能量 ΔT_{outc} 等に相当）を拡げ、部品同士の干渉を防いでいる。裏を返せば、公差の積み上げ対象となる部品が少ないほど、部品の間隔を縮めることができるので、製品の体格を小さくできる。
- [0061] そこで、この無段変速機1においては、サンローラ30のキャリア60に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{sc} （ $=\Delta T_{ss}$ ）を第2回転部材20のキャリア60に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outc} （ $=\Delta T_{outs}$ ）よりも小さく設定する（ $\Delta T_{sc} < \Delta T_{outc}$ ）。
- [0062] これにより、この無段変速機1は、遊星ボール40の軸線方向の位置を決める際に第2回転部材20に関連する部品の影響を受けないので、その分だけ軸線方向の精度を必要とする部品の点数を減らすことができる。つまり、その第2回転部材20に関連する部品については、サンローラ30、キャリア60及び遊星ボール40に関連する部品と比較して高精度な公差管理が不要になる。従って、この無段変速機1は、原価を低減しつつ、遊星ボール40の軸線方向における位置決め精度を高めることができる。その公差管理とは、遊星ボール40の軸線方向の位置ずれを抑える為のもののものであり、寸法公差を小さくしたり、軸線方向における部品の組み付け位置を規制したりすることなどを示している。
- [0063] また、この無段変速機1は、公差の積み上げ対象となる部品が少ないので、積み上げ公差が小さくなる。従って、この無段変速機1は、遊星ボール40とキャリア60との軸線方向における間隔を縮めることができるので、コンパクト化が可能になる。
- [0064] 更に、この無段変速機1は、その設定により、サンローラ30がキャリア60に当接したとしても、未だ第1回転部材10と第2回転部材20が軸線方向に動くことができるので、第1回転部材10と第2回転部材20とでサンローラ30に押し付けられている遊星ボール40が凹部32の中央部分（最も凹んでいる部分）まで移動できる。
- [0065] [実施例2]

次に、本発明に係る無段変速機の実施例 2 について説明する。

[0066] 実施例 1 の無段変速機 1 は、サンローラ 30 のキャリア 60 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{sc} ($=\Delta T_{ss}$) を第 2 回転部材 20 のキャリア 60 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outc} ($=\Delta T_{outs}$) よりも小さく設定している。本実施例においては、その無段変速機 1 において、移動可能量 ΔT_{sc} を移動可能量 ΔT_{outc} よりも小さく設定する際に、その移動可能量 ΔT_{sc} を 0 に設定する ($\Delta T_{sc}=0$)。このように設定しても、この無段変速機 1 は、上記と同様の効果を得ることができるからである。特に、この場合の無段変速機 1 は、遊星ボール 40 とキャリア 60 との軸線方向における間隔が更に縮まるので、更なるコンパクト化が可能になる。そして、その効果のみならず、移動可能量 ΔT_{sc} を 0 にする設定は、夫々の遊星ボール 40 のスキューにより軸線方向に押し動かされたサンローラ 30 (厳密にはラジアル軸受 RB5, RB6) がキャリア 60 に衝突する、という現象を防ぐことができる。尚、そのスキューは、例えば無段変速機 1 の駆動と非駆動の切り替わりの際に発生する。この無段変速機 1 においては、そのような衝突が無くなることによって、その衝突に伴う音の発生が無くなるので、静粛性を向上させることができる。また、この無段変速機 1 においては、衝突に伴う振動の発生も無くすことができ、更に、ラジアル軸受 RB5, RB6 の耐久性を向上させることができる。

[0067] 例えば、この場合の無段変速機 1 では、環状部 61a, 62a の自由端をラジアル軸受 RB5, RB6 の内輪の側面に当接させることで、サンローラ 30 が軸線方向へと移動できないようにすればよい。但し、この方法では、サンローラ 30 や環状部 61a, 62a 等における軸線方向の寸法精度や組み付け精度如何で、移動可能量 ΔT_{sc} を生じさせてしまう可能性がある。そこで、移動可能量 ΔT_{sc} を確実に 0 にする場合には、以下の図 5 又は図 6 に例示する構造を採ることが好ましい。

[0068] 図 5 に示す符号 2 は、移動可能量 ΔT_{sc} を 0 に設定した無段変速機の一例を示す。この無段変速機 2 は、上記の無段変速機 1 に対して以下の構成上

の相違がある。

[0069] まず、この無段変速機 2 は、シャフト 50 に替えてシャフト 150 が配設される。そのシャフト 150 は、シャフト 50 において、その外周面側に径方向外側へと膨出させた膨出部 151 を有するものである。その膨出部 151 は、シャフト 150 の主体部分と同心状の円柱部又は円筒部である。サンローラ 30 は、その膨出部 151 の外周面に挿入したラジアル軸受 RB5, RB6 を介してシャフト 150 に保持される。但し、ラジアル軸受 RB6 については、その内輪の側面を環状部 62a の自由端に当接させる為に、膨出部 151 の端部（ここでは図 5 の紙面左側の端部）よりも軸線方向に突出させておく。

[0070] また、この無段変速機 2 においては、サンローラ 30 の環状部 31 の軸線方向長さよりも長い円筒部材 95 をラジアル軸受 RB5 とラジアル軸受 RB6 との間に配置する。その円筒部材 95 は、ラジアル軸受 RB5, RB6 の内輪と同等の内径及びその外輪の内径よりも小さい外径を有しており、膨出部 151 の外周面に挿入される。この無段変速機 2 においては、その円筒部材 95 の存在によって、ラジアル軸受 RB5, RB6 に対して外側から軸線方向の外力が加わった際に、その外力による力がラジアル軸受 RB5, RB6 の内輪と円筒部材 95 との間には働くが、サンローラ 30 には働かないので、サンローラ 30 の周方向への回転動作が妨げられない。

[0071] また、この無段変速機 2 においては、サンローラ 30 をキャリア 60 に向けて軸線方向に押し付ける締結部材が配設されている。例えば、この無段変速機 2 においては、膨出部 151 の端部（ここでは図 5 の紙面右側の端部）の外周面に雄ネジが螺刻されており、これに螺合する雌ネジ部材（例えばナット）96 が締結部材として配置される。この無段変速機 2 では、その雌ネジ部材 96 を締め付けることによって、環状部 62a、ラジアル軸受 RB5, RB6 及び円筒部材 95 の夫々の間隔が詰まり、最終的に移動可能量 ΔT_{sc} が 0 になる。その雌ネジ部材 96 は、ラジアル軸受 RB5 の内輪のみに軸力を発生させる形状とする。これが為、この無段変速機 2 は、その締め付

けに伴いラジアル軸受RB5の内輪に軸線方向の外力が加わるが、先に示したように、それによってサンローラ30の周方向への回転動作が妨げられないので、駆動損失の増大による燃費の悪化を防ぐことができる。

[0072] この無段変速機2においては、キャリア60の環状部62a、サンローラ30のラジアル軸受RB5、RB6、円筒部材95、雌ネジ部材96及びシャフト150によって第3位置決め構造が構成されている。

[0073] ここで、この無段変速機2は、移動可能量 ΔTsc を確実に0にできるので、組み付け精度の影響が無くなり、サンローラ30、キャリア60及び遊星ボール40に関連する部品の寸法精度に関する公差管理を行うことで、遊星ボール40の軸線方向における位置決めが可能になる。

[0074] 但し、この無段変速機2は、その組み付けの際にキャリア60を予め籠状に形成しておくことができず、第2円盤部材62、ラジアル軸受RB5、RB6や円筒部材95の取り付けられたサンローラ30を順次シャフト150に挿入し、雌ネジ部材96で締め付けてから第1円盤部材61をシャフト150に挿入して籠状のキャリア60を形成する。従って、この無段変速機2は、キャリア60単体の状態で軸線方向の大きさを寸法公差の範囲内に規制することができないので、その大きさを規制する為の治具や組み付け作業性を考慮に入れると、原価が増加してしまう虞がある。図6に示す無段変速機3は、その点を改善したものである。

[0075] その無段変速機3は、上記の無段変速機1に対して以下の構成上の相違がある。

[0076] 先ず、この無段変速機3は、無段変速機2と同様の円筒部材95がそのラジアル軸受RB5、RB6の間に配置されている。従って、この無段変速機3においても、ラジアル軸受RB5、RB6に軸線方向の外力が作用すると否とに拘わらず、その外力によってサンローラ30の周方向への回転動作は妨げられない。

[0077] 更に、この無段変速機3には、ラジアル軸受RB5の内輪に円筒部材95側に向けた軸力を伝えることが可能な軸力伝達部材97が配設されている。

その軸力伝達部材 97 は、ラジアル軸受 RB5 の内輪と同等の内径と、その外輪の内径よりも小さい外径と、を有しており、シャフト 250 上におけるラジアル軸受 RB5 を挟んで円筒部材 95 とは反対側（図 6 の紙面右側）に配設する。従って、この軸力伝達部材 97 は、ラジアル軸受 RB5 における円筒部材 95 の接する内輪の側面とは反対側の側面に一端を当接させることができ、その側面から軸力を伝えることができる。具体的に、この軸力伝達部材 97 は、図 7 に示すように、シャフト 250 を径方向外側から挟み込む円弧状の分割構造になっている。この軸力伝達部材 97 において、上記の軸力は、他端に配設した前記締結部材としての雌ネジ部材（例えばナット）98 の締め付けにより発生させる。

[0078] この無段変速機 3 は、組み付けの際、サンローラ 30 の内方に円筒部材 95 を挿入し、その両端からラジアル軸受 RB5, RB6 を圧入しておく。また、キャリア 160 については、籠状に形成しておく。この無段変速機 3 は、無段変速機 1 と同様に、そのサンローラ 30 をキャリア 160 の間に配置し、これらにシャフト 250 を挿入する。そして、そのシャフト 250 に軸力伝達部材 97 を挿入し、雌ネジ部材 98 で締め付ける。

[0079] 従って、キャリア 160 は、先に例示したキャリア 60 において第 1 円盤部材 61 を第 1 円盤部材 161 に置き換えている。その第 1 円盤部材 161 は、第 1 円盤部材 61 に対して、軸力伝達部材 97 の挿入作業が可能で、且つ、その軸力伝達部材 97 を挿入した状態のままにしておくことが可能な開口部が内周面側に形成されている。ここでは、その開口部として溝部 161a を形成している。これにより、第 1 円盤部材 161 の内周面とシャフト 250 の外周面との間に隙間ができるので、軸力伝達部材 97 は、その隙間から挿入できるようになる。そして、このキャリア 160 は、第 1 円盤部材 161 の溝部 161a 以外の内周面をシャフト 250 の外周面に嵌合又は圧入することができるので、シャフト 250 に対する同心状の配置が可能になる。尚、第 1 円盤部材 161 には、第 1 円盤部材 61 の様な環状部 61a を設けていない。

- [0080] また、その軸力伝達部材 97 の軸線方向長さは、シャフト 250 に挿入後の雌ネジ部材 98 による締め付けを可能にする為、シャフト 250 に組み付けた状態で他端が第 1 円盤部材 161 よりも図 6 の紙面右側に突出する長さとする。
- [0081] そのシャフト 250 は、先に例示したシャフト 50 において、雌ネジ部材 98 の配置に対応させた外周面に雄ネジ部を螺刻している。このシャフト 250 においては、その雄ネジ部よりも図 6 の紙面右側の外径をサンローラ 30 等が配置される部分の外径よりも小さくし、その雄ネジ部と雌ネジ部材 98 の螺合を可能にしている。アイリスプレート 80 は、その小径部分にラジアル軸受 RB7 を介して取り付けられる。
- [0082] この無段変速機 3 においては、キャリア 160 の環状部 62a、サンローラ 30 のラジアル軸受 RB5、RB6、円筒部材 95、軸力伝達部材 97、雌ネジ部材 98 及びシャフト 250 によって第 3 位置決め構造が構成されている。
- [0083] この無段変速機 3 は、無段変速機 1 と比較して、移動可能量 ΔTsc を確実に 0 にすることができる。また、この無段変速機 3 は、無段変速機 2 と比較して、キャリア 160 を先に組み立ててからサンローラ 30 等の組み付け作業を行うことができる。従って、この無段変速機 3 は、無段変速機 2 と比して、組み付け作業性が向上しており、更に、キャリア 160 の軸線方向における寸法精度を規定の範囲内に修める為の治具や組み付け作業に掛かる原価を低減することができる。また更に、この無段変速機 3 は、無段変速機 2 と比較して、第 1 円盤部材 161、第 2 円盤部材 62 及び連結軸 65 の組み付けにより成るキャリア 160 を鋳造や粉末冶金等での一体化構造のものに置き換えることが可能なので、部品点数の低減による原価低減をも図ることができる。つまり、この無段変速機 3 は、良好な組み付け作業性を得つつも、低コストで移動可能量 ΔTsc を確実に 0 にすることができる。
- [0084] [実施例 3]

次に、本発明に係る無段変速機の実施例 3 について説明する。

[0085] 前述した実施例 1 及び 2 の無段変速機 1, 2, 3 においては、凹部 32 によって遊星ボール 40 のサンローラ 30 に対する軸線方向のずれを考慮していない。しかしながら、遊星ボール 40 は、サンローラ 30 に対して軸線方向にずれる可能性がある。何故ならば、駆動時の遊星ボール 40 にはスピンモーメントが発生しており、支持軸 41 は、そのスピンモーメントによって、前述したガイド溝 63, 64 との間における溝幅方向の隙間や軸受等による微小のガタの分だけ第 1 回転中心軸 R1 に対してずれるからである。そして、この支持軸 41 のずれにより遊星ボール 40 の回転方向がサンローラ 30 の回転方向に対してずれてしまうので、その際のサンローラ 30 と遊星ボール 40 との間には、サンローラ 30 の回転速度と遊星ボール 40 の回転速度とにより決まるサイドスリップ速度が発生し、そのサイドスリップ速度によってサイドスリップ力が働くからである。遊星ボール 40 は、その支持軸 41 のずれに伴うサイドスリップ力によって凹部 32 上を移動し、サンローラ 30 に対して軸線方向にずれる可能性がある。尚、そのサイドスリップ力は、遊星ボール 40 が凹部 32 の中心に存在していれば軸線方向の力となり、その凹部 32 の中心から遊星ボール 40 がずれていけば凹部 32 の曲面に沿う方向の力となる。本実施例は、その遊星ボール 40 のサンローラ 30 に対する軸線方向のずれを考慮に入れたものである。

[0086] 先ず、図 8 に示す遊星ボール 40 のサンローラ 30 に対する軸線方向への移動可能量 ΔTbs について説明する。

[0087] この移動可能量 ΔTbs は、一方向のサイドスリップ力 $Fss1$ が作用しているときの最大の移動距離 $\Delta d1$ と、これとは逆方向のサイドスリップ力 $Fss2$ が作用しているときの最大の移動距離 $\Delta d2$ と、を加算したものになる（式 3）。

$$[0088] \quad \Delta Tbs = \Delta d1 + \Delta d2 \quad \cdots \quad (3)$$

[0089] 遊星ボール 40 には、図 9 に示すように、第 1 回転部材 10 と第 2 回転部材 20 からの法線力 F_r と、サンローラ 30 からの法線力 F_s と、が作用している。その法線力 F_r は、例えばトルクカム 71 の軸力等によって決まる

。また、法線力 F_s は、法線力 F_r やサイドスリップ力 F_{ss1} (F_{ss2}) 等によって決まる。この遊星ボール40は、一方向のサイドスリップ力 F_{ss1} が働くと、そのサイドスリップ力 F_{ss1} のx方向成分と、第1及び第2の回転部材10, 20からの法線力 F_r のx方向成分と、が釣り合う角度 ϕ_1 まで凹部32上を移動する。ここでは、この図9の釣り合い状態における遊星ボール40の凹部32の中心からの軸線方向への移動距離が、一方向のサイドスリップ力 F_{ss1} が作用しているときの遊星ボール40のサンローラ30に対する軸線方向への最大の移動距離 Δd_1 となる(式4)。

$$[0090] \quad \Delta d_1 = (R_s - R_b) * \sin \phi_1 \quad \dots \quad (4)$$

[0091] この式4の「 R_s 」は凹部32の半径、「 R_b 」は遊星ボール40の半径を示す。

[0092] ここで、この力が釣り合っている状態においては、下記のx方向成分の釣り合い式5とy方向成分の釣り合い式6が成立する。

$$[0093] \quad -F_{ss1} * \cos \phi_1 + F_s * \sin \phi_1 = 0 \quad \dots \quad (5)$$

$$-2 * F_r * \cos \theta + F_s * \cos \phi_1 + F_{ss1} * \sin \phi_1 = 0$$

$$\dots \quad (6)$$

[0094] 下記の式7は、その式5, 6から導かれた演算式である。この式7によって、力が釣り合っているときの角度 ϕ_1 を求めることができる。

$$[0095] \quad \sin \phi_1 = F_{ss1} / (2 * F_r * \cos \theta) \quad \dots \quad (7)$$

[0096] 一方、逆方向のサイドスリップ力 F_{ss2} が作用しているときには、遊星ボール40のサンローラ30に対する軸線方向への最大の移動距離 Δd_2 が下記の式8で導かれる。

$$[0097] \quad \Delta d_2 = (R_c - R_b) * \sin \phi_2 \quad \dots \quad (8)$$

[0098] ϕ_2 は、逆方向のサイドスリップ力 F_{ss2} が働き、各々の力が釣り合い状態になったときの角度を示す。この角度 ϕ_2 は、角度 ϕ_1 と同様の演算式である下記の式9で求めることができる。

$$[0099] \quad \sin \phi_2 = F_{ss2} / (2 * F_r * \cos \theta) \quad \dots \quad (9)$$

[0100] 遊星ボール40のサンローラ30に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_b

sは、式3に式4, 8を代入した演算式により求めることができる(式10)。

$$[0101] \quad \Delta T_{bs} = \Delta d_1 + \Delta d_2 = (R_c - R_b) * (\sin \phi_1 + \sin \phi_2) \quad \dots \quad (10)$$

[0102] ところで、実施例1の無段変速機1においては、サンローラ30のキャリア60に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{sc} (= ΔT_{ss})を第2回転部材20のキャリア60に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outc} (= ΔT_{outs})よりも小さく設定することで、遊星ボール40の軸線方向の位置決めを行っている。従って、この無段変速機1においては、遊星ボール40のサンローラ30に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{bs} が移動可能量 ΔT_{sc} と移動可能量 ΔT_{outc} との和よりも大きい又は当該和と同じ大きさの場合、支持軸41のずれに伴うサイドスリップ力 F_{ss1} (F_{ss2})によって遊星ボール40がサンローラ30に対して軸線方向にずれると、そのサイドスリップ力 F_{ss1} (F_{ss2})がラジアル軸受RB6(RB5)で吸収されることになり、サンローラ30の回転動作が妨げられる可能性がある。

[0103] また、実施例2の無段変速機1, 2, 3においては、移動可能量 ΔT_{sc} を0まで詰めることで、遊星ボール40の軸線方向の位置決めを行っている。従って、この無段変速機1, 2, 3においては、移動可能量 ΔT_{bs} が移動可能量 ΔT_{outc} よりも大きい又は当該移動可能量 ΔT_{outc} と同じ大きさの場合、遊星ボール40がサンローラ30に対して軸線方向にずれることで、サイドスリップ力 F_{ss1} (F_{ss2})がラジアル軸受RB6(RB5)で吸収されることになり、サンローラ30の回転動作が妨げられる可能性がある。

[0104] 故に、例えば、これらの無段変速機1, 2, 3においてラジアル軸受RB5, RB6を定格容量の大きなものに置き換える必要があるが、この場合には、サンローラ30の回転動作が円滑になる一方で、無段変速機1, 2, 3の体格の増大や原価の増加を招くので好ましくない。また、例えば、ラジ

ル軸受RB5, RB6をスラスト力の吸収が可能なアンギュラ軸受や円錐コロ軸受等に置き換えることも考えられるが、この場合には、サンローラ30の回転動作が円滑になる一方で、予圧が必要であり、また、引き摺り抵抗が増加するので好ましくない。

[0105] そこで、実施例1をベースにした本実施例の無段変速機1は、実施例1と同様に移動可能量 ΔT_{sc} を移動可能量 ΔT_{outc} よりも小さく設定すると共に($\Delta T_{sc} < \Delta T_{outc}$)、移動可能量 ΔT_{bs} を移動可能量 ΔT_{sc} と移動可能量 ΔT_{outc} との和よりも小さく設定する($\Delta T_{bs} < \Delta T_{sc} + \Delta T_{outc}$)。これにより、この無段変速機1は、ラジアル軸受RB6(RB5)がサイドスリップ力 F_{ss1} (F_{ss2})による軸線方向の力(スラスト力)を受けなくなる。

[0106] また、実施例2をベースにした本実施例の無段変速機1, 2, 3は、実施例2と同様に移動可能量 ΔT_{sc} を0に設定すると共に($\Delta T_{sc} = 0$)、移動可能量 ΔT_{bs} を移動可能量 ΔT_{outc} よりも小さく設定する($\Delta T_{bs} < \Delta T_{outc}$)。これにより、この無段変速機1, 2, 3は、ラジアル軸受RB6(RB5)がサイドスリップ力 F_{ss1} (F_{ss2})による軸線方向の力(スラスト力)を受けなくなる。尚、図10には、無段変速機2を代表して例示している。

[0107] これらの様に、本実施例の無段変速機1, 2, 3は、ラジアル軸受RB6(RB5)に対してサイドスリップ力 F_{ss1} (F_{ss2})によるスラスト力が加わらない。従って、本実施例の無段変速機1, 2, 3は、実施例1, 2で例示したものに対して、ラジアル軸受RB5, RB6の定格容量を小さくすることができるので、体格の縮小や重量の低減、更には原価の低減を図ることができる。また、本実施例の無段変速機1, 2, 3は、サンローラ30の回転の為に、アンギュラ軸受や円錐コロ軸受等の様な予圧を必要とし且つ引き摺り抵抗の大きい軸受を使わずとも、円筒コロ軸受等の様な低損失の軸受の使用が可能なので、損失低減による燃費向上を図ることができる。

[0108] ここで、本実施例の無段変速機1, 2, 3と同様の効果を得るべく、無段

変速機を次の様に設定してもよい。

- [0109] 図 1 1 に示す無段変速機 4 は、無段変速機 1 と同じ構成からなるが、この無段変速機 1 とは異なり、第 2 回転部材 20 のキャリア 60 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outc} ($=\Delta T_{outs}$) をサンローラ 30 のキャリア 60 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{sc} ($=\Delta T_{ss}$) よりも小さく設定すると共に ($\Delta T_{outc} < \Delta T_{sc}$)、遊星ボール 40 のサンローラ 30 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{bs} を移動可能量 ΔT_{sc} と移動可能量 ΔT_{outc} との和よりも小さく設定したものである ($\Delta T_{bs} < \Delta T_{sc} + \Delta T_{outc}$)。
- [0110] この無段変速機 4 は、この設定によって、本実施例の無段変速機 1, 2, 3 と同様の効果を奏するだけでなく、サンローラ 30 とキャリア 60 の干渉を防ぐことができる。従って、この無段変速機 4 は、図 1 2 に示す無段変速機 5 の様にラジアル軸受 RB 5, RB 6 が不要になる。
- [0111] その無段変速機 5 は、無段変速機 4 において、ラジアル軸受 RB 5, RB 6 を設けずに、サンローラ 130 をシャフト 50 に挿入したものである。従って、この無段変速機 5 は、無段変速機 4 に対して、部品点数を減らすことができるので、原価の低減も可能になる。尚、この無段変速機 5 においては、凹部 132 上に配置された複数の遊星ボール 40 によってサンローラ 130 が支持されている。その凹部 132 は、サンローラ 30 の凹部 32 と同じ形状のものである。
- [0112] また、図 1 3 に示す無段変速機 6 は、無段変速機 4 において、移動可能量 ΔT_{outc} ($=\Delta T_{outs}$) を 0 に設定すると共に ($\Delta T_{outc} = 0$)、移動可能量 ΔT_{bs} を移動可能量 ΔT_{sc} よりも小さく設定したものである ($\Delta T_{bs} < \Delta T_{sc}$)。この無段変速機 6 は、このように設定することによって、本実施例の無段変速機 1, 2, 3 と同様の効果を得ることができる。更に、この無段変速機 6 は、無段変速機 5 の様に、サンローラ 30 をサンローラ 130 に置き換えることができるので、ラジアル軸受 RB 5, RB 6 が不要になり、原価の低減を図ることができる。

[0113] [実施例 4]

次に、本発明に係る無段変速機の実施例 4 について説明する。

[0114] 前述した実施例 1-3 の無段変速機 1-6 は、入力軸 11 と出力軸 21 とが例えば遊星ボール 40 から観て一方に纏めて配置され、且つ、その入力軸 11 が出力軸 21 の上にラジアル軸受 RB3, RB4 を介して配置されている。従って、これらの無段変速機 1-6 においては、サンローラ 30 (130) のキャリア 60 (160) に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{sc} の比較の対象として、第 2 回転部材 20 及び出力軸 21 のキャリア 60 (160) に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outc} を観ればよく、第 1 回転部材 10 及び入力軸 11 のキャリア 60 (160) に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{inc} を観る必要が無い。しかしながら、入力軸 11 と出力軸 21 とが遊星ボール 40 を挟んで互いに別の方向に配置されている場合、その無段変速機は、移動可能量 ΔT_{sc} の比較の対象が、第 2 回転部材 20 及び出力軸 21 のキャリア 60 (160) に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outc} だけでなく、第 1 回転部材 10 及び入力軸 11 のキャリア 60 (160) に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{inc} も観る必要がある。この無段変速機の第 1 回転部材 10 と第 2 回転部材 20 は、夫々個別にシャフト 50 (150, 250) に対する軸線方向への相対移動が行えるからである。本実施例は、この種の無段変速機について説明するものである。図 14 の符号 7 は、本実施例の無段変速機を示す。

[0115] この無段変速機 7 は、実施例 1 の無段変速機 1 において、第 1 回転部材 10 及び入力軸 11 を第 1 回転部材 110 及び入力軸 111 に置き換え、且つ、第 2 回転部材 20 及び出力軸 21 を第 2 回転部材 120 及び出力軸 121 に置き換える。また、この無段変速機 4 は、実施例 1 の無段変速機 1 において、第 1 回転部材 10 及び入力軸 11 並びに第 2 回転部材 20 及び出力軸 21 に関わる軸受等の部品も以下の様に置き換える。

[0116] 第 1 回転部材 110 と第 2 回転部材 120 は、先に例示した第 2 回転部材 20 と同等の形状とする。更に、入力軸 111 と出力軸 121 は、先に例示

した出力軸 2 1 と同等の形状とする。従って、入力軸 1 1 1 は、中心軸を第 1 回転中心軸 R 1 に一致させた円盤部 1 1 1 a と円筒部 1 1 1 b とを備える。また、出力軸 1 2 1 は、中心軸を第 1 回転中心軸 R 1 に一致させた円盤部 1 2 1 a と円筒部 1 2 1 b とを備える。

[0117] 入力軸 1 1 1 において、円盤部 1 1 1 a の外周側の平面と筐体 C a との間には、トルクカム 1 7 1 と環状部材 1 7 2 とスラスト軸受 T B 1 とが配設されている。そのスラスト軸受 T B 1 は、入力軸 1 1 1 と環状部材 1 7 2 とを相対回転させることができる。トルクカム 1 7 1 は、筐体 C a 側の係合部材と環状部材 1 7 2 側の係合部材とが係合することで、第 1 回転部材 1 1 0 を遊星ボール 4 0 に押し付ける軸力を発生させる。この例示では、筐体 C a 側の係合部材と筐体 C a との間に弦巻バネ等の弾性部材 1 7 3 が配設されている。その弾性部材 1 7 3 は、非駆動時に第 1 回転部材 1 1 0 を遊星ボール 4 0 に押し付ける為の軸線方向の弾発力を発生させるものであり、その弾発力による初期荷重を環状部材 1 7 2 に掛けた状態で配備される。また、この入力軸 1 1 1 の円筒部 1 1 1 b は、その内周面がラジアル軸受 R B 8, R B 9 を介してシャフト 5 0 の外周面に取り付けられている。つまり、この入力軸 1 1 1 は、そのラジアル軸受 R B 8, R B 9 とスラスト軸受 T B 1 とによって、シャフト 5 0 に対する周方向の相対回転を行うことができる。

[0118] ここで、この入力軸 1 1 1 においては、ラジアル軸受 R B 9 の側面側（図 1 4 の紙面左側）に配設されたスナップリング等の係止部材 9 9 によって、第 1 回転部材 1 1 0 のシャフト 5 0 に対する遊星ボール 4 0 側に向けた軸線方向への移動が規制される。その第 1 回転部材 1 1 0 のシャフト 5 0 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{ins} は、弾性部材 1 7 3 が最も縮まった状態からラジアル軸受 R B 9 が係止部材 9 9 に当接するまでの移動距離であって、第 1 回転部材 1 1 0 のキャリア 6 0 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{inc} と云える（ $\Delta T_{inc} = \Delta T_{ins}$ ）。

[0119] この無段変速機 7 においては、係止部材 9 9、第 1 回転部材 1 1 0 及び入力軸 1 1 1 のラジアル軸受 R B 8, R B 9、トルクカム 1 7 1、環状部材 1

72、スラスト軸受TB1、弾性部材173、シャフト50並びに筐体Caによって第1位置決め構造が構成されている。

[0120] 一方、出力軸121において、円盤部121aの外周側の平面と筐体Caとの間には、トルクカム175と環状部材176とスラスト軸受TB2とが配設されている。そのスラスト軸受TB2は、出力軸121と環状部材176とを相対回転させることができる。トルクカム175は、筐体Ca側の係合部材と環状部材176側の係合部材とが係合することで、第2回転部材120を遊星ボール40に押し付ける軸力を発生させる。この例示では、筐体Ca側の係合部材と筐体Caとの間に弦巻バネ等の弾性部材177が配設されている。その弾性部材177は、非駆動時に第2回転部材120を遊星ボール40に押し付ける為の軸線方向の弾発力を発生させるものであり、その弾発力による初期荷重を環状部材176に掛けた状態で配備される。また、この出力軸121の円筒部121bは、その内周面がラジアル軸受RB1、RB2を介してシャフト50の外周面に取り付けられている。つまり、この出力軸121は、そのラジアル軸受RB1、RB2とスラスト軸受TB2とによって、シャフト50に対する周方向の相対回転を行うことができる。

[0121] ここで、この出力軸121においては、ラジアル軸受RB1の側面側（図14の紙面右側）に配設された係止部材93によって、第2回転部材120のシャフト50に対する遊星ボール40側に向けた軸線方向への移動が規制される。その第2回転部材120のシャフト50に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outs} は、弾性部材177が最も縮まった状態からラジアル軸受RB1が係止部材93に当接するまでの移動距離であって、第2回転部材120のキャリア60に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outc} と云える（ $\Delta T_{outc} = \Delta T_{outs}$ ）。

[0122] この無段変速機7においては、係止部材93、第2回転部材120及び出力軸121のラジアル軸受RB1、RB2、トルクカム175、環状部材176、スラスト軸受TB2、弾性部材177、シャフト50並びに筐体Caによって第2位置決め構造が構成されている。

[0123] この無段変速機 7 においては、サンローラ 30 のキャリア 60 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{sc} ($=\Delta T_{ss}$) を、第 1 回転部材 110 のキャリア 60 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{inc} ($=\Delta T_{ins}$) 又は第 2 回転部材 120 のキャリア 60 に対する軸線方向への移動可能量 ΔT_{outc} ($=\Delta T_{outs}$) の内の小さい方よりも小さく設定する。これにより、この無段変速機 7 は、実施例 1 の無段変速機 1 と同様の効果を得ることができる。

[0124] 更に、この無段変速機 7 は、実施例 3 の無段変速機 1 の設定と同様の考えに基づいて、移動可能量 ΔT_{sc} を移動可能量 ΔT_{inc} 又は移動可能量 ΔT_{outc} の内の小さい方よりも小さく設定すると共に、移動可能量 ΔT_{bs} を移動可能量 ΔT_{sc} と移動可能量 ΔT_{inc} 又は移動可能量 ΔT_{outc} の内の小さい方との和よりも小さく設定してもよい。この設定の無段変速機 7 に依れば、実施例 3 の無段変速機 1 と同様の効果を得ることができる。

[0125] ここで、本実施例の無段変速機 7 は、実施例 2 の無段変速機 1 の様に、環状部 61a, 62a の自由端をラジアル軸受 RB5, RB6 の内輪の側面に当接させることで、移動可能量 ΔT_{sc} を 0 に設定してもよく、その無段変速機 1 と同様の効果を得ることができる。また、移動可能量 ΔT_{sc} を 0 にする為には、無段変速機 7 において、無段変速機 2 の円筒部材 95 と雌ネジ部材 96 とを設けると共に、シャフト 50 をシャフト 150 に置き換えてもよく、これにより、その無段変速機 2 と同様の効果を得ることができる。また、この為には、無段変速機 3 の円筒部材 95 と軸力伝達部材 97 と雌ネジ部材 98 とを設けると共に、キャリア 60 とシャフト 50 を夫々無段変速機 3 のキャリア 160 とシャフト 250 に置き換えてもよく、これにより、その無段変速機 3 と同様の効果を得ることができる。

[0126] 更に、この無段変速機 7 を基に移動可能量 ΔT_{sc} を 0 に設定した各種の無段変速機においては、実施例 3 の無段変速機 1, 2, 3 と同様の考えに基づいて、その設定に加えて、移動可能量 ΔT_{bs} を移動可能量 ΔT_{inc} 又は移動可能量 ΔT_{outc} の内の小さい方よりも小さく設定してもよい。こ

これらの無段変速機に依れば、その実施例 3 の無段変速機 1, 2, 3 と同様の効果を得ることができる。

[0127] また、本実施例の無段変速機 7 は、実施例 3 の無段変速機 4 と同様の考えに基づいて、移動可能量 ΔT_{inc} 又は移動可能量 ΔT_{outc} の内の大きい方を移動可能量 ΔT_{sc} よりも小さく設定すると共に、移動可能量 ΔT_{bs} を移動可能量 ΔT_{sc} と移動可能量 ΔT_{inc} 又は移動可能量 ΔT_{outc} の内の小さい方との和よりも小さく設定してもよい。この無段変速機 7 に依れば、その無段変速機 4 と同様の効果を得ることができる。そして、この無段変速機 7 は、サンローラ 30 とキャリア 60 の干渉を防ぐことができるので、サンローラ 30 をサンローラ 130 に置き換えることが可能になり、実施例 3 の無段変速機 5 と同様の効果を得ることができる。

[0128] また、本実施例の無段変速機 7 は、実施例 3 の無段変速機 6 と同様の考えに基づいて、移動可能量 ΔT_{inc} と移動可能量 ΔT_{outc} とを 0 に設定できるのであれば、この設定と共に、移動可能量 ΔT_{bs} を移動可能量 ΔT_{sc} よりも小さく設定してもよい。この無段変速機 7 に依れば、その無段変速機 6 と同様の効果を得ることができる。

符号の説明

[0129] 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 無段変速機
 10, 110 第 1 回転部材 (第 1 回転要素)
 11, 111 入力軸 (第 1 回転軸)
 20, 120 第 2 回転部材 (第 2 回転要素)
 21, 121 出力軸 (第 2 回転軸)
 30, 130 サンローラ (第 3 回転要素)
 32, 132 凹部
 40 遊星ボール (転動部材)
 41 支持軸
 50, 150, 250 シャフト (変速機軸)
 60, 160 キャリア (固定要素)

6 1, 1 6 1 第 1 円盤部材

6 1 a 環状部

6 2 第 2 円盤部材

6 2 a 環状部

6 5 連結軸

7 1, 1 7 1, 1 7 5 トルクカム

7 2, 1 7 2, 1 7 6 環状部材

8 0 アイリスプレート

9 1, 9 2, 9 3, 9 4, 9 9 係止部材

9 5 円筒部材

9 6, 9 8 雌ネジ部材

9 7 軸力伝達部材

1 6 1 a 溝部

1 7 3, 1 7 7 弾性部材

C a 筐体

R 1 第 1 回転中心軸

R 2 第 2 回転中心軸

R B 1 ~ R B 9 ラジアル軸受

T B, T B 1, T B 2 スラスト軸受

請求の範囲

[請求項1]

回転中心となる固定軸としての変速機軸と、

前記変速機軸上で対向させて配置した共通の第1回転中心軸を有する相対回転可能な第1及び第2の回転要素と、

前記第1回転中心軸と平行な第2回転中心軸を有し、該第1回転中心軸を中心にして放射状に複数配置して前記第1及び第2の回転要素に挟持させた転動部材と、

前記第2回転中心軸を有し、前記転動部材から両端を突出させた当該転動部材の支持軸と、

外周面上の径方向内側に凹ませた凹部に前記各転動部材を配置し、前記変速機軸並びに前記第1及び第2の回転要素に対する相対回転が可能な第3回転要素と、

前記変速機軸に固定され、且つ、前記支持軸の夫々の突出部を介して前記転動部材を保持する固定要素と、

前記第1回転要素と前記第2回転要素との間の回転比を前記各転動部材の傾転動作によって変化させる変速装置と、

前記第1及び第2の回転要素に各々個別に固定された第1及び第2の回転軸と、

前記第1回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第1位置決め構造と、

前記第2回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第2位置決め構造と、

前記第3回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第3位置決め構造と、

を備え、

前記第2回転要素に固定された前記第2回転軸を前記変速機軸に対する前記第1回転中心軸を中心とした相対回転が行えるよう配置すると共に、前記第1回転要素に固定された前記第1回転軸を前記第2回

転軸の外周面上で当該第2回転軸に対する前記第1回転中心軸を中心とした相対回転が行えるよう配置し、

前記第3回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を前記第2回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量よりも小さく設定することを特徴とした無段変速機。

[請求項2] 前記支持軸のずれに伴うサイドスリップ力によって生じる前記転動部材の前記第3回転要素に対する軸線方向への移動可能量を、前記第2回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量と前記第3回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量との和よりも小さく設定することを特徴とした請求項1記載の無段変速機。

[請求項3] 回転中心となる固定軸としての変速機軸と、
前記変速機軸上で対向させて配置した共通の第1回転中心軸を有する相対回転可能な第1及び第2の回転要素と、

前記第1回転中心軸と平行な第2回転中心軸を有し、該第1回転中心軸を中心にして放射状に複数配置して前記第1及び第2の回転要素に挟持させた転動部材と、

前記第2回転中心軸を有し、前記転動部材から両端を突出させた当該転動部材の支持軸と、

外周面上の径方向内側に凹ませた凹部に前記各転動部材を配置し、前記変速機軸並びに前記第1及び第2の回転要素に対する相対回転が可能な第3回転要素と、

前記変速機軸に固定され、且つ、前記支持軸の夫々の突出部を介して前記転動部材を保持する固定要素と、

前記第1回転要素と前記第2回転要素との間の回転比を前記各転動部材の傾転動作によって変化させる変速装置と、

前記第1及び第2の回転要素に各々個別に固定され、前記変速機軸の外周面上で当該変速機軸に対する前記第1回転中心軸を中心とした相対回転が可能な第1及び第2の回転軸と、

前記第 1 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第 1 位置決め構造と、

前記第 2 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第 2 位置決め構造と、

前記第 3 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を設定する第 3 位置決め構造と、

を備え、

前記第 3 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を、前記第 1 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量又は前記第 2 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量の内の小さい方よりも小さく設定することを特徴とした無段変速機。

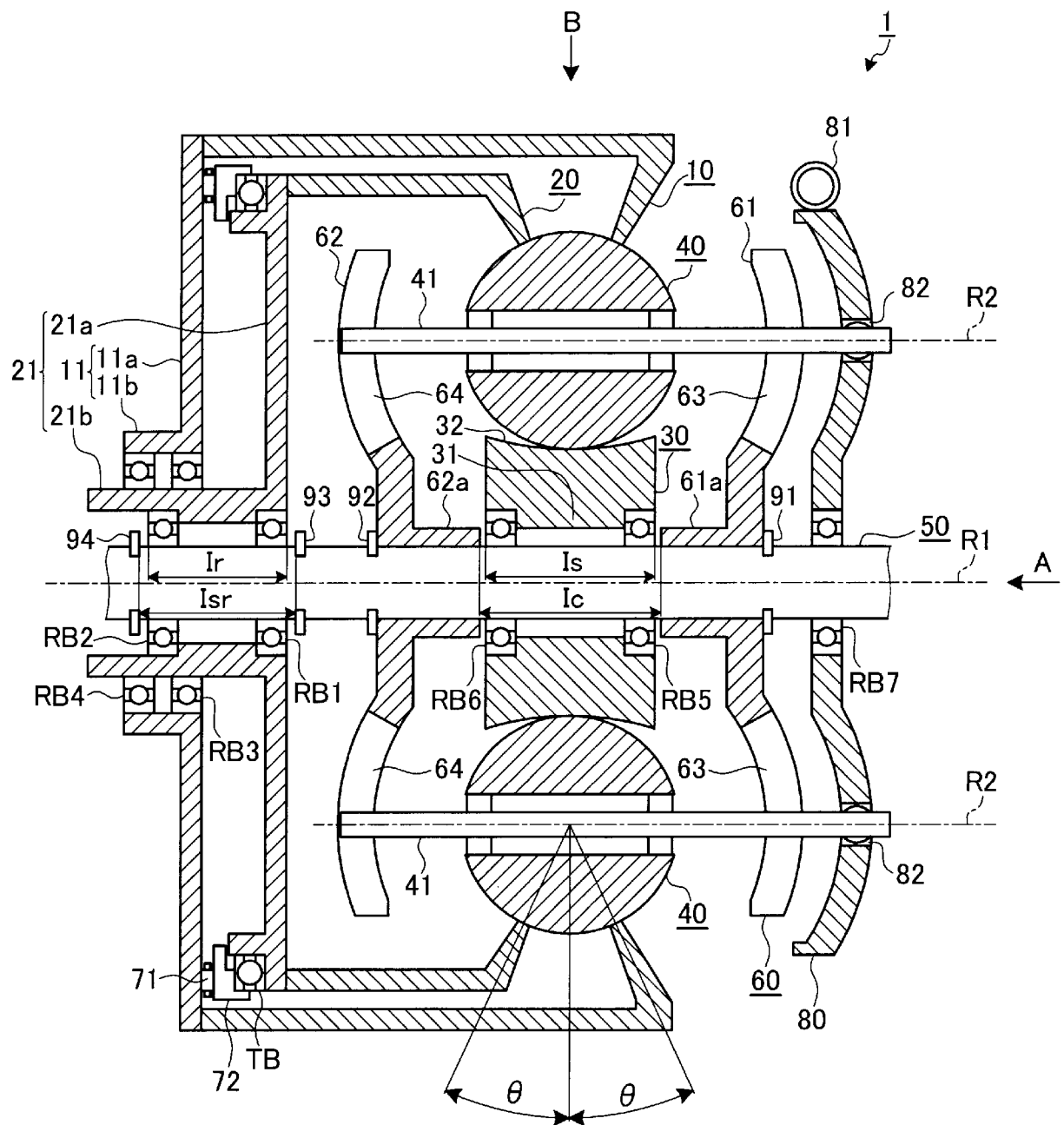
[請求項4] 前記支持軸のずれに伴うサイドスリップ力によって生じる前記回転部材の前記第 3 回転要素に対する軸線方向への移動可能量を、前記第 1 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量又は前記第 2 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量の内の小さい方と前記第 3 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量との和よりも小さく設定することを特徴とした請求項 3 記載の無段変速機。

[請求項5] 前記第 3 位置決め構造は、前記第 3 回転要素を前記固定要素に向けて軸線方向に押し付ける締結部材によって、前記第 3 回転要素の前記固定要素に対する軸線方向への移動可能量を 0 に設定することを特徴とした請求項 1 から 4 の内の何れか 1 つに記載の無段変速機。

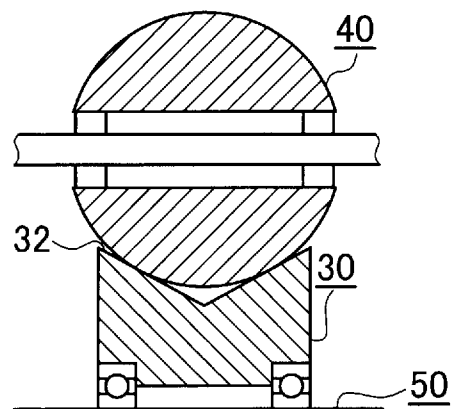
[請求項6] 前記第 3 位置決め構造は、前記固定要素の開口部に挿入される軸力伝達部材を前記第 3 回転要素と前記締結部材との間に設けることを特徴とした請求項 5 記載の無段変速機。

[請求項7] 前記固定要素を一体成形することを特徴とした請求項 6 記載の無段変速機。

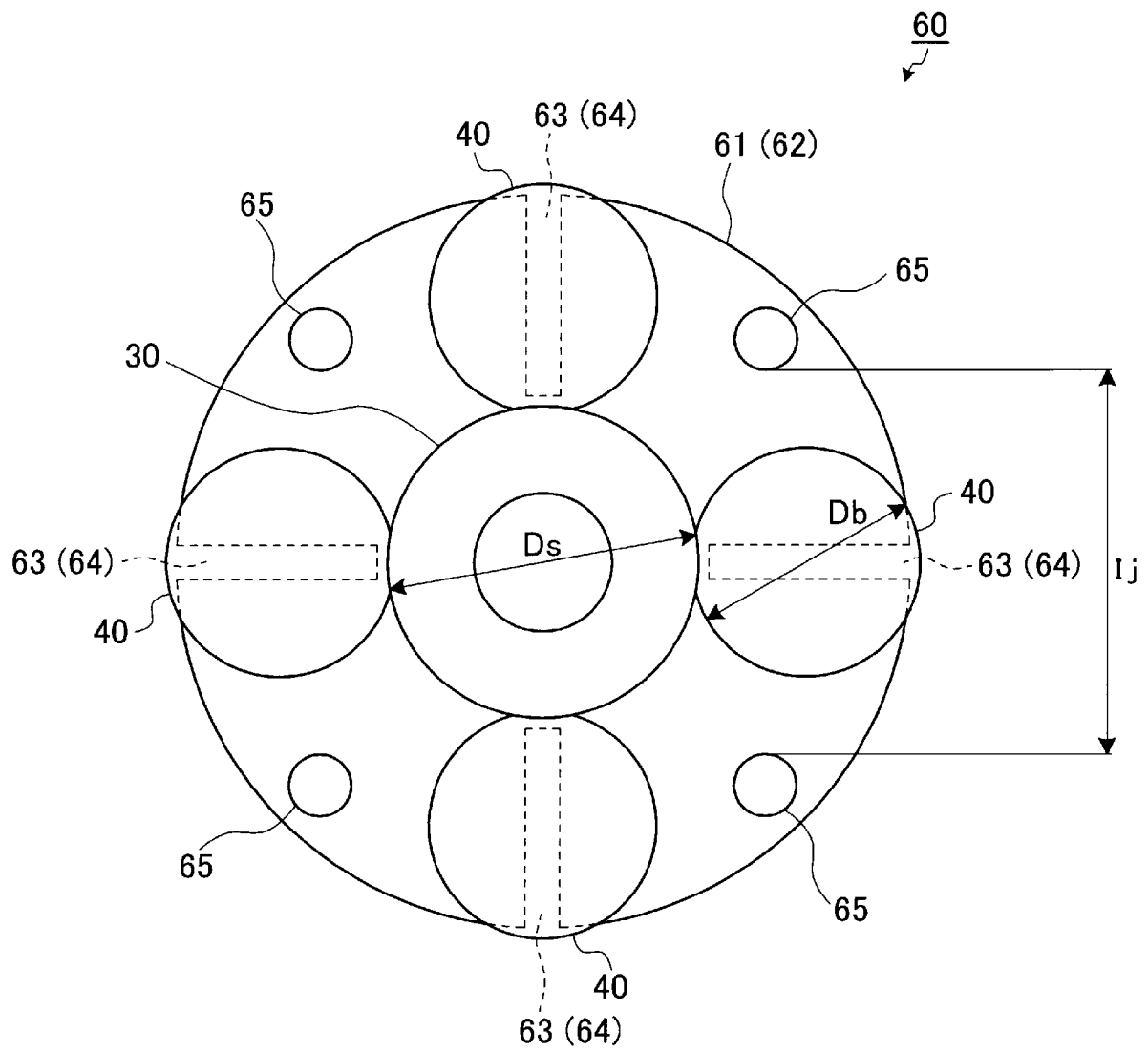
[図1]



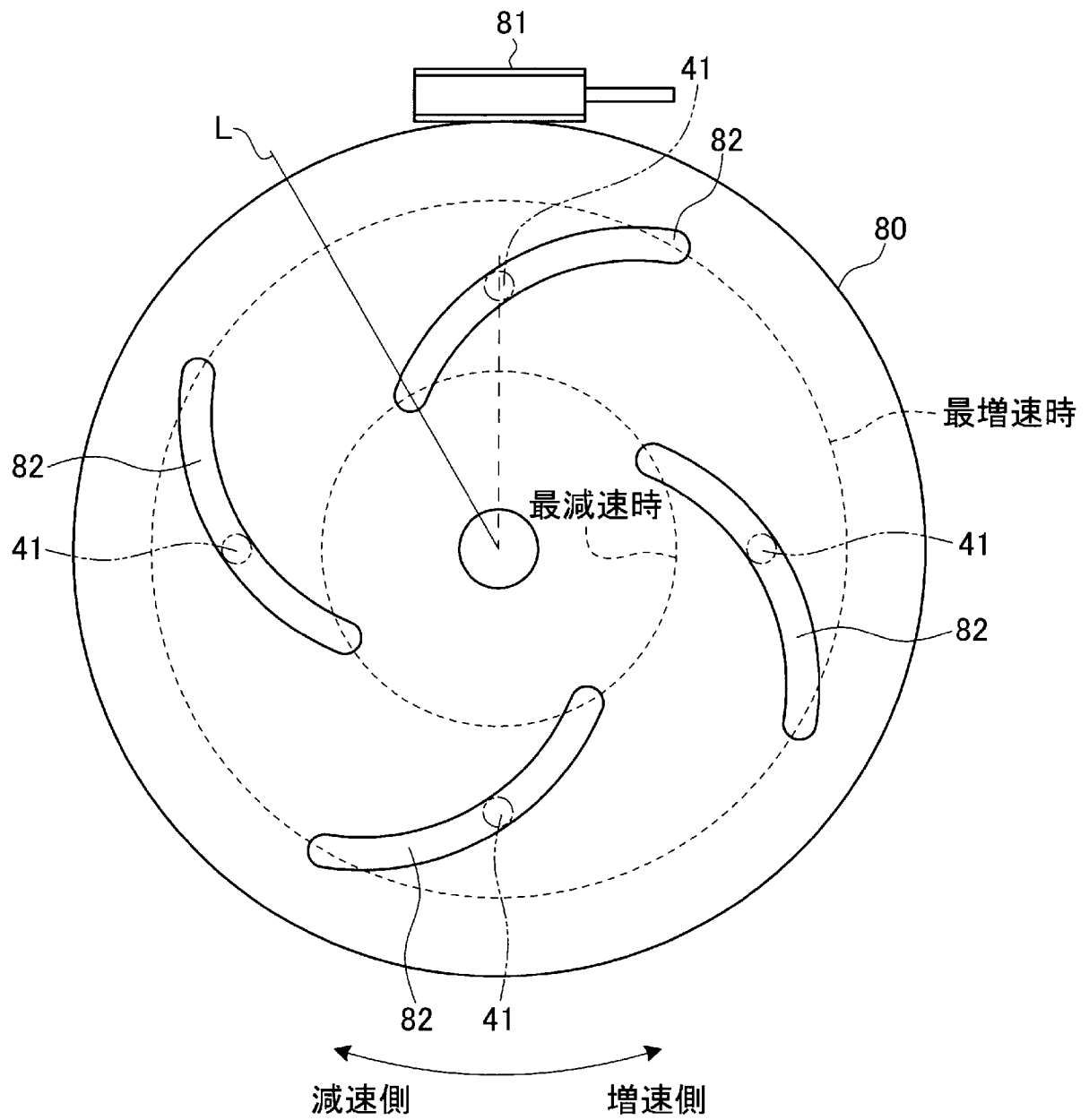
[図2]



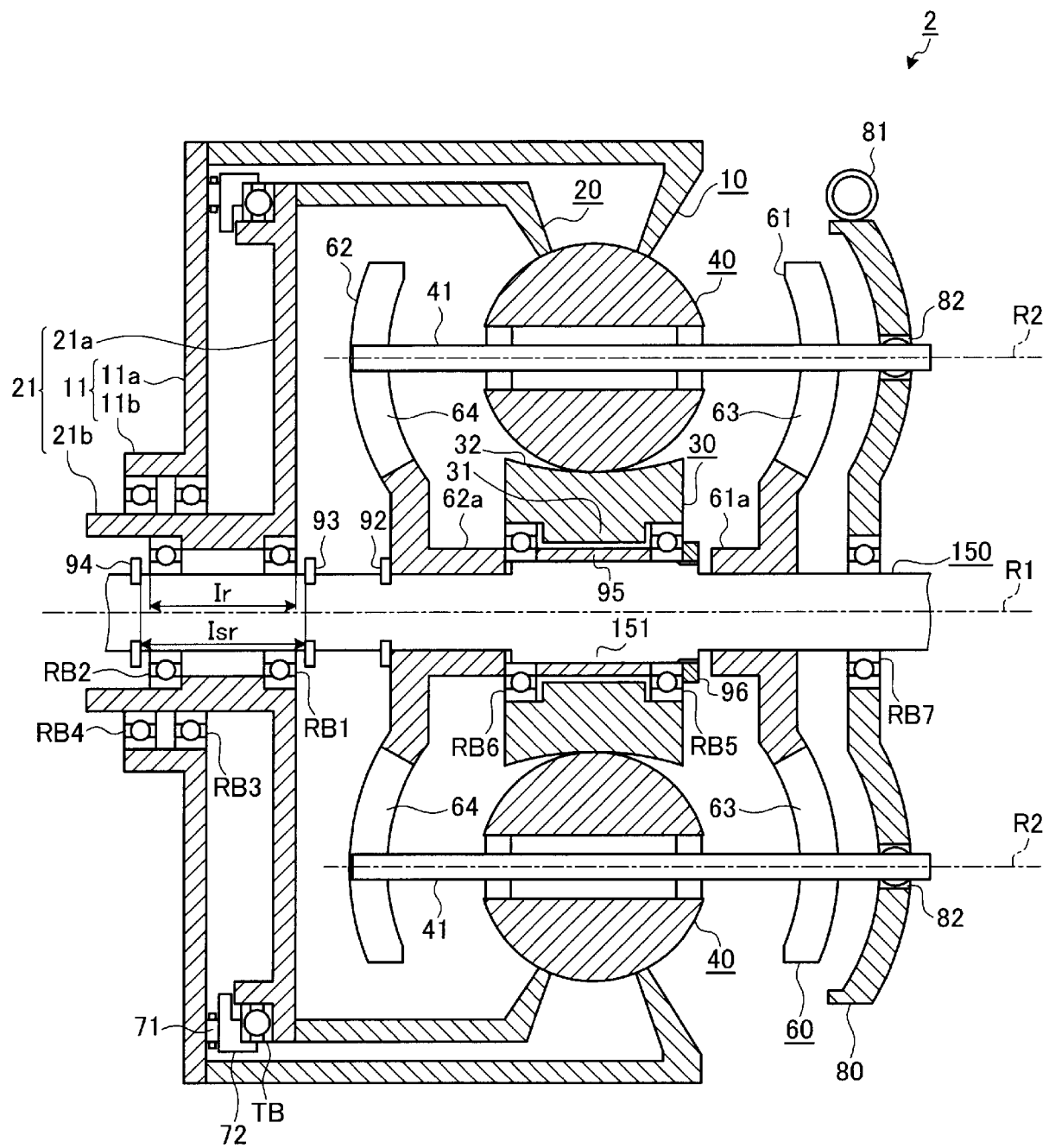
[図3]



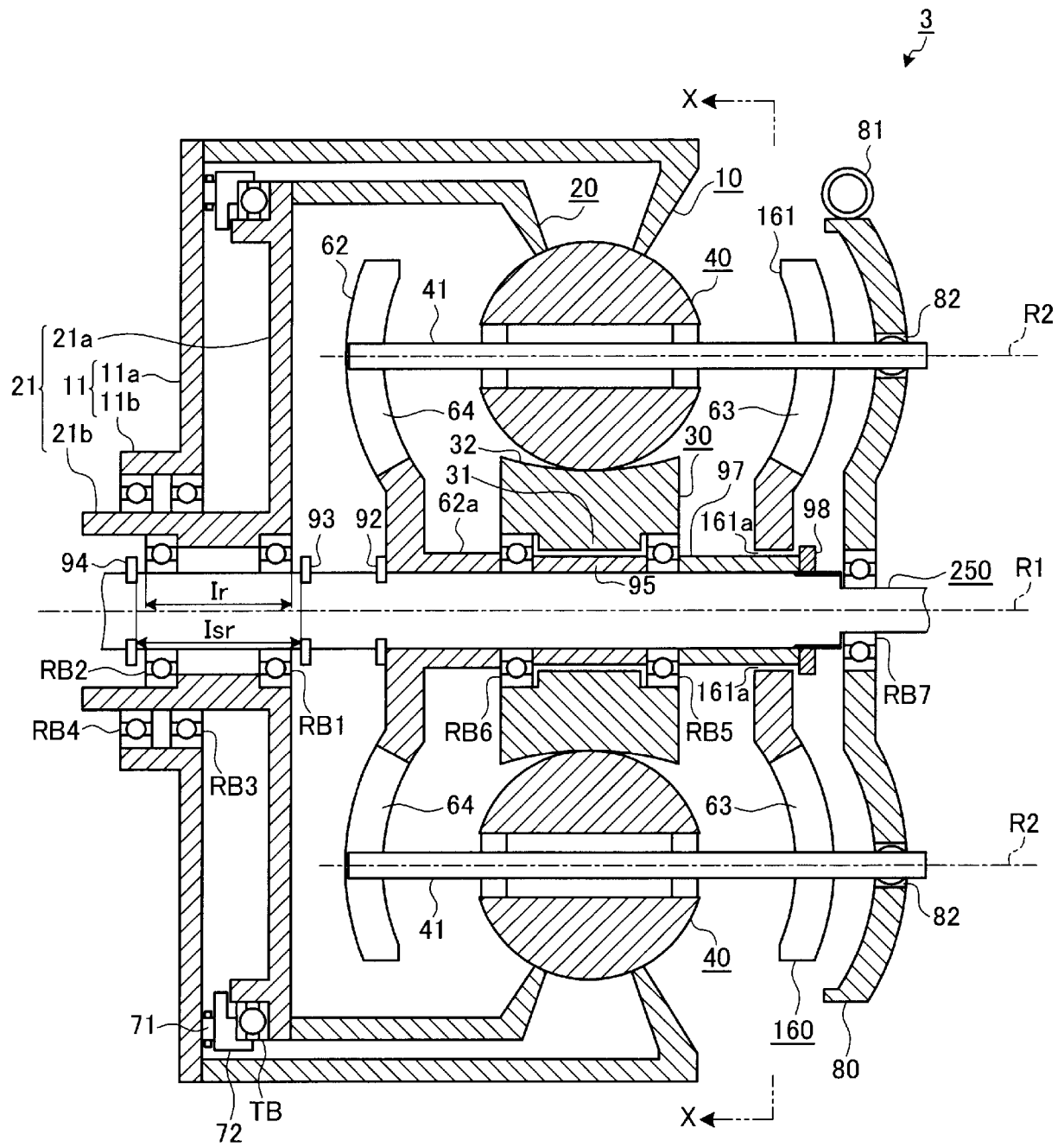
[図4]



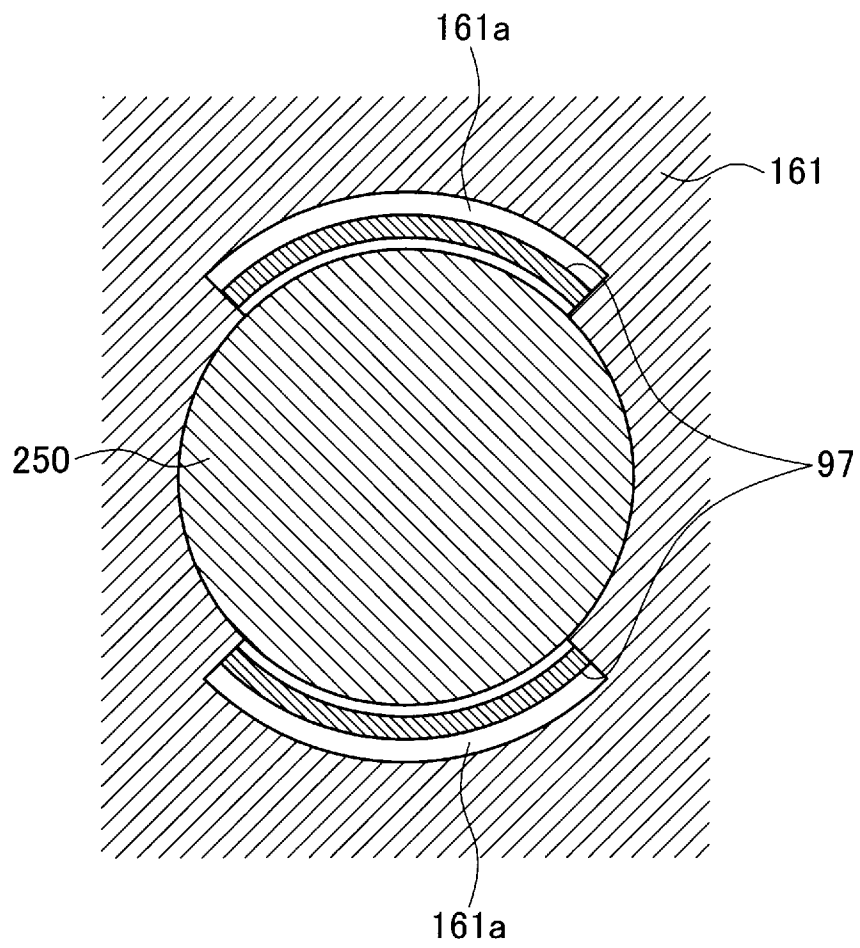
[図5]



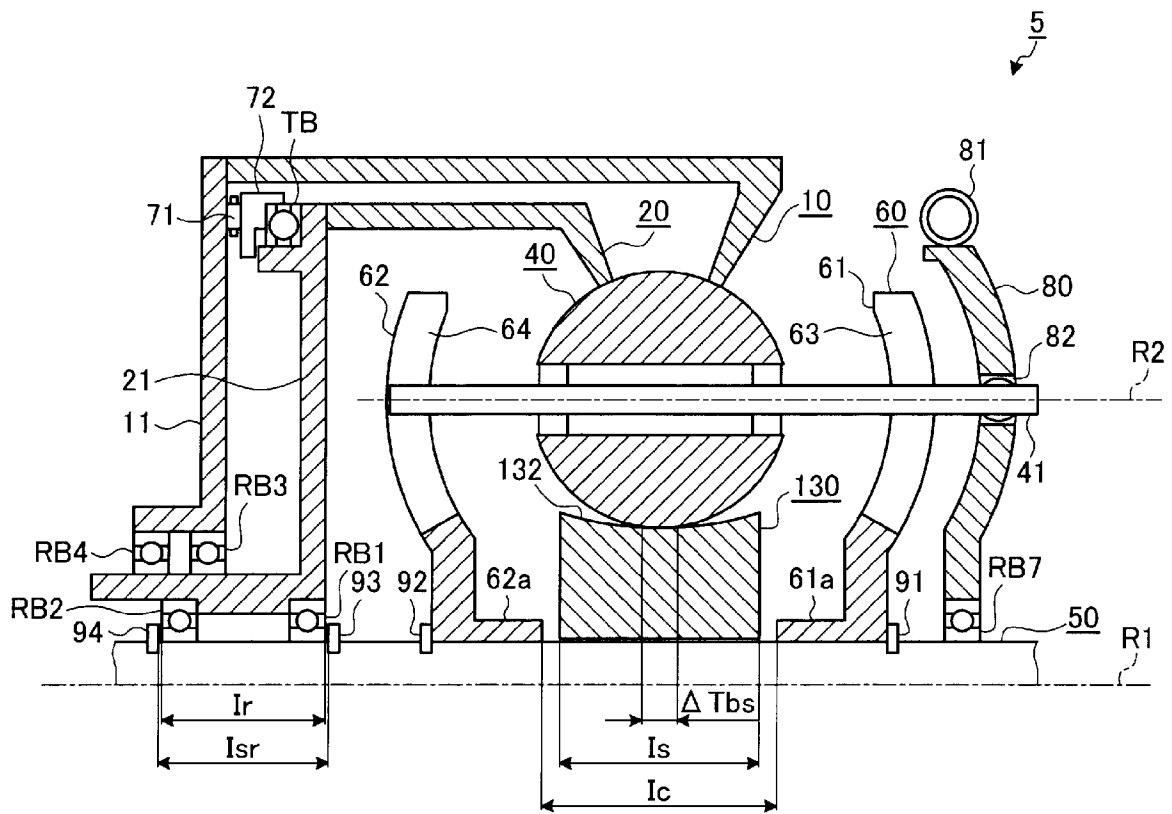
[図6]



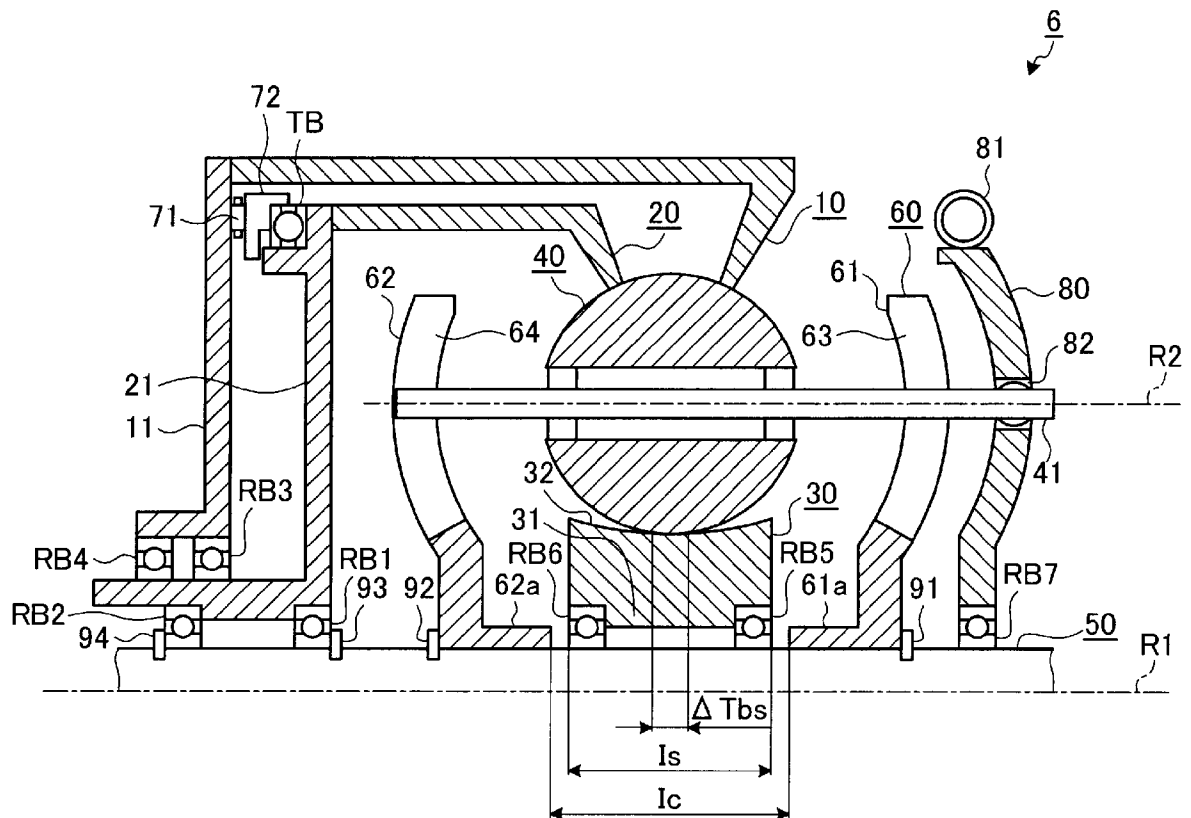
[図7]



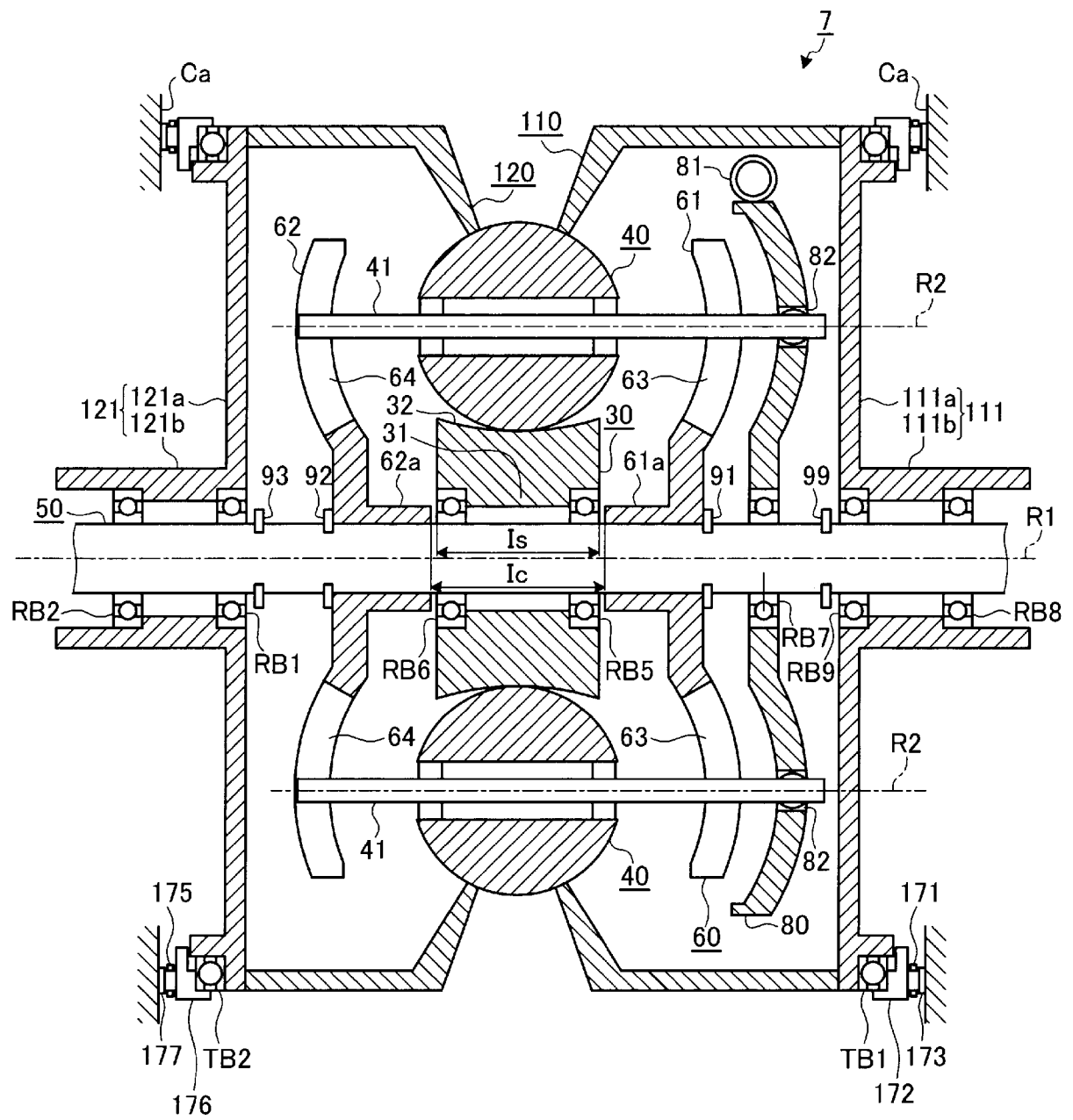
[図12]



[図13]



[図14]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/057902

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H15/28 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H15/28

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2011

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2011 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2011

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 122600/1975 (Laid-open No. 035481/1977) (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 12 March 1977 (12.03.1977), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	JP 47-020535 B1 (Nissan Motor Co., Ltd.), 10 June 1972 (10.06.1972), entire text; all drawings (Family: none)	1-7



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

26 May, 2011 (26.05.11)

Date of mailing of the international search report

07 June, 2011 (07.06.11)

Name and mailing address of the ISA/

Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/057902

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 49-012742 B1 (Hiroshi AZUMA), 27 March 1974 (27.03.1974), entire text; all drawings (Family: none)	1-7
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 070657/1975 (Laid-open No. 150380/1976) (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 01 December 1976 (01.12.1976), entire text; all drawings (Family: none)	1-7

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. F16H15/28(2006.01)i			
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. F16H15/28			
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2011年 日本国実用新案登録公報 1996-2011年 日本国登録実用新案公報 1994-2011年			
国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）			
C. 関連すると認められる文献			
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号	
A	日本国実用新案登録出願50-122600号(日本国実用新案登録出願公開52-035481号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（三菱重工業株式会社）1977.03.12, 全文, 全図（ファミリーなし）	1-7	
A	JP 47-020535 B1（日産自動車株式会社）1972.06.10, 全文, 全図（ファミリーなし）	1-7	
☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。 ☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。			
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す） 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願		の日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献	
国際調査を完了した日 26.05.2011		国際調査報告の発送日 07.06.2011	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（I S A / J P） 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		特許庁審査官（権限のある職員） 小林 忠志 電話番号 03-3581-1101 内線 3328	3 J 3 5 2 2

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 49-012742 B1 (東宏) 1974. 03. 27, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1 - 7
A	日本国実用新案登録出願50-070657号(日本国実用新案登録出願公開51-150380号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (三菱重工業株式会社) 1976. 12. 01, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1 - 7