

【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載

【部門区分】第5部門第2区分

【発行日】平成29年3月23日(2017.3.23)

【公開番号】特開2014-196825(P2014-196825A)

【公開日】平成26年10月16日(2014.10.16)

【年通号数】公開・登録公報2014-057

【出願番号】特願2014-43762(P2014-43762)

【国際特許分類】

F 16 H 13/04 (2006.01)

【F I】

F 16 H 13/04 B

【手続補正書】

【提出日】平成29年2月15日(2017.2.15)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0016

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0016】

上述の様な摩擦ローラ式減速機1は、耐久性の確保及び伝達効率の向上の面から改良の余地がある。即ち、この摩擦ローラ式減速機1の運転時には、前記各中間ローラ4、4の外周面と、前記太陽ローラ3の外周面及び前記環状ローラ5の内周面との転がり接触部(トラクション部)に、軸方向の力が発生する(これら各トラクション部にサイドスリップが発生する)可能性がある。この様な力が発生する原因是、前記両ローディングカム装置9、9が発生する押圧力(前記各玉21、21の前記各カム面19、20への乗り上げ量)に差が生じたり、前記各ローラ3~5の周面の性状(形状精度、表面粗さ等)が不正規である場合等、種々考えられる。又、例えば、前記各中間ローラ4の回転中心軸(自転軸7)と、前記太陽ローラ3又は前記環状ローラ5の中心軸とが傾斜した状態のまま前記各中間ローラ4が回転した(スキーが発生した)場合にも、前記軸方向の力が発生する。何れにしても、この軸方向の力の大きさが、前記各揺動フレーム28、28の支持板部29、29の側面と、前記各中間ローラ4、4の軸方向両端面及び前記両リム部26a、26bの内側面との間の隙間に基づいてこれら各中間ローラ4、4が軸方向に変位する事により吸収できる範囲内であれば、問題を生じる事はない。これに対して、前記軸方向の力の大きさが前記各中間ローラ4、4の軸方向変位により吸収できる範囲を超えた場合、これら各中間ローラ4、4と、前記環状ローラ5とが、軸方向に関して互いに反対方向に押圧される。これら各中間ローラ4、4を押圧する力は、前記両支持板部29、29のうちの何れか一方の支持板部29の内側面を押圧し、前記支持フレーム25や前記ハウジング10を構成する前記端板24及び前記入力側小径円筒部11を介して、前記入力側玉軸受ユニット12の外輪を軸方向に押圧する。一方、前記環状ローラ5を押圧する力は、前記連結部17及び前記出力軸6を介して前記出力側玉軸受ユニット14の内輪を軸方向に押圧する。この様にして、これら両玉軸受ユニット12、14を構成する内輪と外輪との間に軸方向の大きな力が作用すると、軸受寿命が低下したり、これら両玉軸受ユニット12、14に於ける摩擦損失が大きくなる。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0026

【補正方法】変更

【補正の内容】**【0 0 2 6】**

本例の場合、入力軸 2 a の基半部（図 3 の右半部）を、図 8 に示したハウジング 1 0 の如き減速機ケースの内側に、回転自在に支持している。一方、前記入力軸 2 a の先端部は、出力軸 6 a の基端面中央部に形成した円形凹部 4 1 の内側に、ラジアル転がり軸受 5 2 により支持している。この様な構成により、前記入力軸 2 a と前記出力軸 6 a との相対回転の自在性を確保しつつ、この入力軸 2 a の先半部（図 3 の左半部）の支持剛性（特にラジアル剛性）を確保している。そして、この入力軸 2 a の中間部に前記太陽ローラ 3 a を設けて、この入力軸 2 a によりこの太陽ローラ 3 a を回転駆動する様に構成している。この太陽ローラ 3 a は、1 対の太陽ローラ素子 8 a、8 b から成り、前記入力軸 2 a の先半部に設けた小径部 3 5 の周囲に配置している。又、本例の場合、ローディングカム装置 9 a を、前記太陽ローラ 3 a の軸方向片側にのみ設けている。即ち、前記両太陽ローラ素子 8 a、8 b のうち、特許請求の範囲に記載した可動太陽ローラ素子である、一方（図 1、3 の左方）の太陽ローラ素子 8 a を、前記入力軸 2 a の周囲に、この入力軸 2 a と同心に、且つ、相対回転を可能に支持すると共に、この入力軸 2 a の周囲で前記一方の太陽ローラ素子 8 a よりも先端寄り部分に、カム板 1 8 a を支持固定（前記入力軸 2 a に対する相対回転及び軸方向変位を阻止した状態で支持）している。そして、前記太陽ローラ 8 a の基端面に形成した被駆動側カム面 1 9、1 9 と、前記カム板 1 8 a の片側面に形成した駆動側カム面 2 0、2 0 との間に、それぞれ玉 2 1、2 1 を挟持して、前記ローディングカム装置 9 a を構成している。これに対し、前記両太陽ローラ素子 8 a、8 b のうちの他方（図 1、3 の右方）の太陽ローラ素子 8 b は、前記入力軸 2 a の周囲に、この入力軸 2 a と同心に、且つ、同期した回転を可能に支持している。

【手続補正 3】**【補正対象書類名】明細書****【補正対象項目名】0 0 3 6****【補正方法】変更****【補正の内容】****【0 0 3 6】**

本発明の効果を確認する為に行った実験に就いて、図 7 を参照しつつ説明する。この図 7 は、実験により求めた、図 1～2 に示した実施の形態の第 1 例の構造に於ける、入力軸 2 a の回転トルク（入力トルク）と、摩擦ローラ式減速機 1 a の伝達効率（この入力軸 2 a と出力軸 6 a との間の伝達効率）との関係を示している。尚、本実験では、環状ローラ 5 a として、内周面の傾斜角度（軸方向に対する傾斜角度）が、8° ± 1° のものを使用した。この様な図 7 から明らかな通り、前記接触角 γ が 4°、6°、8° の何れの場合でも、前記摩擦ローラ式減速機 1 a の伝達効率は、前記入力トルクを 0 [Nm] から増大させるに従って上昇し、この入力トルクが凡そ 15 [Nm] 以上となった時点で、90 [%] よりも大きくなる。この状態から更に前記入力トルクを増大させると、前記接触角 γ が 4° の場合には、前記入力トルクが凡そ 25 [Nm] 以上で、同じく 6° の場合には、この入力トルクが凡そ 37.5 [Nm] 以上で、それぞれ前記伝達効率が 90 [%] よりも小さくなる。これに対し、前記接触角 γ を 8° とした場合には、前記入力トルクを、一般的な電気自動車用の摩擦ローラ式減速機での最大値（最大入力トルク）である 50 [Nm] とした場合にも、前記伝達効率は 90 [%] よりも大きい。従って、前記接触角 γ を 8° 以上にすれば、一般的な電気自動車用の摩擦ローラ式減速機の入力トルクである 50 [Nm] 以下の範囲で、前記摩擦ローラ式減速機 1 a の伝達効率を良好にできる。

【手続補正 4】**【補正対象書類名】明細書****【補正対象項目名】0 0 4 1****【補正方法】変更**

【補正の内容】

【0 0 4 1】

- 1、1 a 摩擦ローラ式減速機
- 2、2 a 入力軸
- 3、3 a 太陽ローラ
- 4、4 a 中間ローラ
- 5、5 a 環状ローラ
- 6、6 a 出力軸
- 7 自転軸
- 8、8 a、8 b 太陽ローラ素子
- 9、9 a ローディングカム装置
- 10 ハウジング
- 11 入力側小径円筒部
- 12 入力側玉軸受ユニット
- 13 出力側小径円筒部
- 14 出力側玉軸受ユニット
- 15 円形凹部
- 16 ラジアル転がり軸受
- 17、17 a 連結部
- 18、18 a カム板
- 19 被駆動側カム面
- 20 駆動側カム面
- 21 玉
- 22 環状空間
- 23 大径円筒部
- 24 端板
- 25、25 a 支持フレーム
- 26 a、26 b リム部
- 27 ステー
- 28 搞動フレーム
- 29 支持板部
- 30 基部
- 31、31 a 玉軸受
- 32 搞動軸
- 33 支持孔
- 34 鎖部
- 35 小径部
- 36 大径部
- 37 段差部
- 38 カラー
- 39 バックアッププレート
- 40 ローディングナット
- 41 円形凹部
- 42 搞動フレーム
- 43 連結板部
- 44 柱部
- 45 搞動支持軸
- 46 a、46 b 支持板部
- 47 保持凹部
- 48 段差部

4 9 内輪
5 0 外輪
5 1 波板ばね
5 2 ラジアル転がり軸受
5 3 予圧ばね