

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第6521080号
(P6521080)

(45) 発行日 令和1年5月29日(2019.5.29)

(24) 登録日 令和1年5月10日(2019.5.10)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 H 27/04 (2006.01)	F 1 6 H 27/04 Z
F 1 6 H 1/16 (2006.01)	F 1 6 H 1/16 Z
F 1 6 H 55/22 (2006.01)	F 1 6 H 55/22

請求項の数 6 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2017-541456 (P2017-541456)	(73) 特許権者	000000011 アイシン精機株式会社 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地
(86) (22) 出願日	平成28年7月12日 (2016.7.12)	(74) 代理人	110001818 特許業務法人R&C
(86) 国際出願番号	PCT/JP2016/070534	(72) 発明者	辻本 勝弘 愛知県刈谷市朝日町二丁目一番地 アイシン精機株式会社内
(87) 国際公開番号	W02017/051591	(72) 発明者	山口 真矢 愛知県刈谷市朝日町二丁目一番地 アイシン精機株式会社内
(87) 国際公開日	平成29年3月30日 (2017.3.30)	審査官	前田 浩
審査請求日	平成30年4月10日 (2018.4.10)		
(31) 優先権主張番号	特願2015-187232 (P2015-187232)		
(32) 優先日	平成27年9月24日 (2015.9.24)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ギヤ伝動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

駆動ギヤと、

当該駆動ギヤに噛み合い、回転可能な角度が360度未満であって、回転角度に応じて駆動負荷が変化する複数の領域を有する従動ギヤと、を備え、

前記従動ギヤの歯部のうち、前記複数の領域に含まれる歯部毎に歯幅を異ならせてあり、

前記従動ギヤの複数の歯部は前記従動ギヤの軸芯に沿う方向に突出しており、前記従動ギヤの複数の歯部の突出量は等しく設定されているギヤ伝動装置。

【請求項2】

駆動ギヤと、

当該駆動ギヤに噛み合い、回転可能な角度が360度の領域であって、回転角度に応じて駆動負荷が変化する複数の領域を有する従動ギヤと、を備え、

前記従動ギヤの歯部のうち、前記複数の領域に含まれる歯部毎に歯幅を異ならせてあるギヤ伝動装置。

【請求項3】

前記従動ギヤに形成される歯部の歯幅が、当該従動ギヤの回転角度に比例する関係で設定されている請求項1又は2に記載のギヤ伝動装置。

【請求項4】

前記従動ギヤの夫々の歯部の歯筋方向の両端部のうち、外側の端部が前記従動ギヤの軸

芯を中心とした円周に沿って形成されている請求項 1 ~ 3 のいずれか一項に記載のギヤ伝動装置。

【請求項 5】

前記従動ギヤの夫々の歯部の歯筋方向の両端部のうち、内側の端部が前記従動ギヤの軸芯を中心とした円周に沿って形成されている請求項 1 ~ 3 のいずれか一項に記載のギヤ伝動装置。

【請求項 6】

前記駆動ギヤがピニオンギヤであり、前記従動ギヤがフェースギヤである請求項 1 ~ 4 のいずれか一項に記載のギヤ伝動装置。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

本発明は、入力側のギヤの回転を従動ギヤに伝えるギヤ伝動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

上記のように構成されたギヤ伝動装置として特許文献 1 には、不等速フェースギヤと、これに噛合するピニオンギヤとを有した技術が示されている。この技術はピニオンギヤを電動モータで駆動するものであり、不等速フェースギヤを転舵システムの転舵機構に連動させている。

【0003】

20

この特許文献 1 の転舵システムでは、不等速フェースギヤとピニオンギヤとの圧力角が、小さいトルクが作用する領域と比較して大きいトルクを必要とする領域において小さくなるように構成されている。また、不等速フェースギヤでは、ギヤ中心から歯面が形成される領域までの距離を様々に変えることにより、ステアリングギヤ特性を実現するようにも構成されている。

【0004】

特許文献 2 には、電動モータで駆動される入力ギヤと、これに噛合するフェースギヤとによりクラッチ装置を操作する技術が示されている。フェースギヤは扇状に形成され、扇の弧に対応する領域だけに歯部が形成されている。

【0005】

30

この特許文献 2 では、クラッチ装置を操作するロッドの一端を、フェースギヤで支持することにより、フェースギヤの揺動に伴いクラッチ装置の入り切りを実現している。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0006】

【特許文献 1】特開 2014 169745 号公報

【特許文献 2】特開 2015 148258 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

40

入力側のギヤの回転に対して出力側のギヤが 360 度未満の角度の範囲内で回転するギヤ伝動装置において、出力側のギヤの回転角の変化に伴い負荷が変化するものでは、この負荷の上昇に伴い、ギヤの面圧も上昇するため、摩擦ロスを招くものであった。また、負荷の上昇に伴いギヤの面圧が上昇するものでは、摩擦が上昇して操作抵抗が増大し、ギヤの摩擦を招きやすく、発熱も招く不都合に繋がるものであった。

【0008】

例えば、特許文献 2 のように、電動モータで入力ギヤを駆動し、フェースギヤを回転させるものでは、負荷が最大値に達した場合でも、入力ギヤとフェースギヤとの歯面同士の面圧が所定値を超えないように各々の歯部が設計される。また、特許文献 1 のように圧力角を小さくするものは効率を高めるものであるが、製造が困難で、コストの上昇を招くこ

50

とから実現し難いものであった。

【0009】

しかしながら、ギヤ伝動装置は小型であることが望ましい。これに対して最大負荷に耐えるように全ての歯部が設計されるものでは、本来大きい負荷が作用しない歯部のサイズが大きくなり、小型化が抑制され、重量化にも繋がるものであった。

【0010】

このような理由から、駆動ギヤと、この駆動ギヤに噛み合う従動ギヤとを有するギヤ伝動装置を小型で円滑に作動するように構成することが求められる。

【課題を解決するための手段】

【0011】

本発明の特徴は、駆動ギヤと、当該駆動ギヤに噛み合い、回転可能な角度が360度未満であって、回転角度に応じて駆動負荷が変化する複数の領域を有する従動ギヤと、を備え、前記従動ギヤの歯部のうち、前記複数の領域に含まれる歯部毎に歯幅を異ならせている点にある。

【0012】

この構成によると、従動ギヤの回転に伴い駆動負荷が増大した場合には、駆動負荷が変化する複数の領域の歯部のうち、歯幅が大きいものに対して駆動ギヤの歯部を噛み合わせ、歯面同士の接触面積の拡大も可能となる。これにより、高負荷でも歯面同士の面圧の上昇が抑制されるため耐久性が向上し、摩擦ロスも抑制される。これとは逆に、従動ギヤに作用する負荷が低減する場合には、駆動負荷が変化する複数の領域のうち、歯幅が小さいものに対して駆動ギヤの歯部が噛み合うことになり、噛み合い抵抗を小さくすることが可能となる。

これにより、高負荷が作用する状況ではアクチュエータの消費エネルギーを過剰に増大させず、低負荷が作用する状況では、駆動ギヤを駆動回転するアクチュエータの始動トルクを低減して始動特性を向上させることも可能となる。

従って、駆動ギヤと、この駆動ギヤに噛み合う従動ギヤとを有するギヤ伝動装置を小型で円滑に作動するように構成できた。

【0013】

また、本発明の特徴は、駆動ギヤと、当該駆動ギヤに噛み合い、回転可能な角度が360度の領域であって、回転角度に応じて駆動負荷が変化する複数の領域を有する従動ギヤと、を備え、前記従動ギヤの歯部のうち、前記複数の領域に含まれる歯部毎に歯幅を異ならせている点にある。

【0014】

この構成によると、軸芯を中心とする360度の領域において駆動負荷が変化する対象を従動ギヤで駆動する場合には、大きい負荷が作用する回転角では、従動ギヤのうち歯幅が大きい領域に駆動ギヤを噛み合わせることで、高負荷でも歯面同士の面圧の上昇を抑制して耐久性の向上が可能となる。これとは逆に、小さい負荷が作用する回転角では、従動ギヤのうち歯幅が小さい領域に駆動ギヤを噛み合わせることで噛み合い抵抗を小さくすることが可能となる。

これにより、高負荷が作用する状況ではアクチュエータの消費エネルギーを過剰に増大させず、低負荷が作用する状況では、駆動ギヤを駆動回転するアクチュエータの始動トルクを低減して始動特性を向上させることも可能となる。

従って、駆動ギヤと、この駆動ギヤに噛み合う従動ギヤとを有するギヤ伝動装置を小型で円滑に作動するように構成できた。

【0015】

他の構成として、前記従動ギヤに形成される歯部の歯幅が、当該従動ギヤの回転角度に比例する関係で設定されても良い。

【0016】

例えば、バネで付勢された駆動対象をバネの付勢力に抗して変位させる構成を想定すると、バネの付勢力が増大する方向に駆動対象を変位させる場合には、変位量に比例して駆

10

20

30

40

50

動負荷が増大する。このことから、本構成では、軸芯を中心にした回転角に比例する関係で負荷が変化する対象を駆動する場合にも、駆動負荷の値に拘わらず歯面同士の面圧を一定に維持して無理のない駆動を実現する。

【0017】

他の構成として、前記従動ギヤの夫々の歯部の歯筋方向の両端部のうち、外側の端部が前記従動ギヤの軸芯を中心とした円周に沿って形成されても良い。

【0018】

これによると、従動ギヤの外径を拡大することなく、従動ギヤの複数の歯部の歯幅の設定が可能となり、一層の小型化が実現する。

【0019】

他の構成として、前記従動ギヤの夫々の歯部の歯筋方向の両端部のうち、内側の端部が前記従動ギヤの軸芯を中心とした円周に沿って形成されても良い。

【0020】

これによると、従動ギヤの外径が拡大するものの、拡大した領域の歯部の歯幅だけでなく、歯厚も拡大できるため、従動ギヤの耐久性を向上させることが可能となる。

【0021】

他の構成として、前記駆動ギヤがピニオンギヤであり、前記従動ギヤがフェースギヤであっても良い。

【0022】

このように駆動ギヤがピニオンギヤで構成され、従動ギヤがフェースギヤで構成される装置では、装置を小型化しつつ、大きい減速比を得ることも可能となる。

【図面の簡単な説明】

【0023】

【図1】低負荷状態でのギヤ伝動装置の平面図である。

【図2】高負荷状態でのギヤ伝動装置の平面図である。

【図3】図1のIII - III線断面図である。

【図4】図1のIV - IV線断面図である。

【図5】図2のV - V線断面図である。

【図6】図2のVI - VI線断面図である。

【図7】従動ギヤの斜視図である。

【図8】伝動状態のクラッチ機構と伝動装置とを示す側面図である。

【図9】遮断状態のクラッチ機構と伝動装置とを示す側面図である。

【図10】別実施形態(a)のギヤ伝動装置の平面図である。

【図11】別実施形態(e)のギヤ伝動装置の平面図である。

【図12】別実施形態(e)の従動ギヤの斜視図である。

【発明を実施するための形態】

【0024】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。

〔ギヤ伝動装置の基本構成〕実施形態実施形態

図1～図7に示すように、第1軸芯X1を中心に360度未満の所定角度範囲で回転自在な扇状のフェースギヤG1（従動ギヤの一例）と、第1軸芯X1と食い違う位置の第2軸芯X2を中心に回転自在なピニオンギヤG2（駆動ギヤの一例）とを互いに噛み合わせてギヤ伝動装置が構成されている。

【0025】

このギヤ伝動装置100は、ピニオンギヤG2を電動モータ等のアクチュエータで駆動回転することにより、フェースギヤG1を減速駆動する伝動系に備えられるものである。

【0026】

フェースギヤG1は、第1軸芯X1を中心とする扇状のギヤ本体1の揺動中心に支持孔2が形成されると共に、ギヤ本体1において扇の弧に対応する歯部形成領域Aに対して複数の歯部5を形成している。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 7 】

このギヤ伝動装置 1 0 0 では、支持孔 2 に支持軸を挿通することによりフェースギヤ G 1 が第 1 軸芯 X 1 を中心に揺動自在に支持されている。尚、支持孔 2 に対して出力軸を挿通する状態でギヤ本体 1 に連結固定し、出力軸を介して揺動力を取り出すように構成することも可能である。

【 0 0 2 8 】

フェースギヤ G 1 は、鍛造やプレス加工により製造されるものを想定しているが、素材の切削により複数の歯部 5 が製造されるものや、金型を用いた樹脂成形により製造されるものでも良い。

【 0 0 2 9 】

ピニオンギヤ G 2 は、シャフト 1 0 に対してネジ状となる 2 条のギヤ部 1 1 (ピニオンギヤ G 2 の歯部) を一体形成したヘリカルギヤ型のピニオンギヤとして構成され、第 2 軸芯 X 2 を中心に回転自在に支持される。

【 0 0 3 0 】

〔従動ギヤの歯部〕

扇状のギヤ本体 1 は、第 1 軸芯 X 1 を中心とする円周に沿う円弧状の外周部 (扇の弧の部分に対応する領域) が形成され、この外周部に沿って歯部形成領域 A が形成されている。歯部形成領域 A には第 1 軸芯 X 1 に沿う方向に突出する複数の歯部 5 が形成されている。

【 0 0 3 1 】

複数の歯部 5 の各々は、図 5、図 7 に示すように、歯先 5 a と、歯面 5 b と、歯底 5 c とが歯筋曲線に沿って形成される。また、各々の歯先 5 a は第 1 軸芯 X 1 に直交する姿勢の仮想平面上に配置される。

【 0 0 3 2 】

ギヤ本体 1 において、歯部形成領域 A より第 1 軸芯 X 1 に近い領域には、歯部 5 の歯底 5 c より更に第 1 軸芯 X 1 に沿う方向に窪む凹状空間 S が形成されている。

【 0 0 3 3 】

この凹状空間 S が形成されることにより、ピニオンギヤ G 2 のギヤ部 1 1 のうち、フェースギヤ G 1 の歯部形成領域 A より内側に (第 1 軸芯 X 1 の方向に) 突出する部分と、フェースギヤ G 1 の構成部材 (基本的にはギヤ本体 1) との干渉が抑制される。尚、凹状空間 S が形成されることにより、例えば、ピニオンギヤ G 2 のギヤ部 1 1 のうち第 1 軸芯 X 1 の方向への突出部分 (内端部) を支持するための軸受の配置を容易にする。

【 0 0 3 4 】

また、ギヤ本体 1 のうち凹状空間 S を形成する底面を基準にして、歯部形成領域 A に形成される複数の歯部 5 の突出量は等しく設定されている。つまり、前述した底面を基準にして複数の歯先 5 a のそれぞれ、複数の歯底 5 c のそれぞれは等しい高さに形成されている。

【 0 0 3 5 】

歯部形成領域 A は、フェースギヤ G 1 の外周縁に沿う外縁部 A a と、これより第 1 軸芯 X 1 の方向に配置される内縁部 A b とで取り囲まれるように形成されている。外縁部 A a は、第 1 軸芯 X 1 を中心とする円周に沿う円弧上に配置されるものであるが、内縁部 A b は、第 1 軸芯 X 1 を中心としないカーブとして形成されている。具体的には、歯部 5 の歯筋方向での両端部のうち径方向外側の端部が第 1 軸芯 X 1 を中心とする円弧上に配置され、歯部 5 の歯筋方向での両端部のうち径方向内側の端部が第 1 軸芯 X 1 を中心としないカーブ上に配置される。

【 0 0 3 6 】

このように歯部形成領域 A の形状が設定されることにより、第 1 軸芯 X 1 を中心とする周方向での一方の端部における、内縁部 A b と外縁部 A a との間隔 D a を基準とすると、周方向での他方の端部における内縁部 A b と外縁部 A a との間隔 D b が拡大するように、内縁部 A b のカーブが設定される。これにより、歯幅が大きいものほど、第 1 軸芯 X 1 の

10

20

30

40

50

方向に面する内端面の位置（内縁部 A b の位置）が、第 1 軸芯 X 1 の方向に張り出すことになる。

【 0 0 3 7 】

つまり、フェースギヤ G 1 は、矢印 F に向けて回転するほど、駆動負荷が変動する伝動系に備えられるものであり、フェースギヤ G 1 のうち駆動負荷が変動する複数の領域に対応して歯部 5 の歯幅を異ならせている。また、負荷が増大するほど、歯部 5 がピニオンギヤ G 2 のギヤ部 1 1 に接触する歯幅が拡大するように設定されている。

【 0 0 3 8 】

例えば、引き操作量が増大するほどバネ付勢力が増大する操作対象と、フェースギヤ G 1 のギヤ本体 1 とをロッド等で連係し、フェースギヤ G 1 が矢印 F の方向に回転すること
10
で、バネの付勢力に抗して操作ロッドを引き操作するものを想定すると、矢印 F の方向へのフェースギヤ G 1 の回転量の増大に伴い、負荷が増大する。

【 0 0 3 9 】

この想定に対応できるように、矢印 F の上流側ほど歯部形成領域 A の外縁部 A a と内縁部 A b との間隔が拡大（歯幅が拡大する）するように、歯部形成領域 A の形状を設定しているのである。尚、間隔 D a と間隔 D b との値は、ギヤ伝動機構の構成と、負荷の大きさとから決まる。

【 0 0 4 0 】

〔伝動形態〕

ここで、歯部形成領域 A の幅一定となる（間隔 D a と間隔 D b とが等しくなる）ように
20
構成したギヤ伝動機構を比較構成として考えてみる。この比較構成では、フェースギヤ G 1 の回転量の増大に伴い負荷が増大した場合には、フェースギヤ G 1 の歯部 5 とピニオンギヤのギヤ部 1 1 との間での面圧が上昇し、この面圧の上昇に伴い、噛み合い抵抗も増大し摩擦ロスも増大する。このことは、伝動効率が低下するだけでなく、ピニオンギヤ G 2 を駆動する電動モータ等の容量の増大にも繋がるものであった。

【 0 0 4 1 】

これに対して図 1、図 2 に示すように間隔 D a と間隔 D b とを設定したギヤ伝動装置 1
0 0 では、ピニオンギヤ G 2 の駆動によりフェースギヤ G 1 を矢印 F の方向に駆動を開始した場合には、この駆動の初期にはピニオンギヤ G 2 のギヤ部 1 1 が噛合するフェースギヤ G 1 の歯部 5 の歯幅が小さく、噛み合い抵抗も小さい。これにより、ピニオンギヤ G 2
30
を駆動回転する電動モータ等の始動トルクを低減して始動特性を向上させる。

【 0 0 4 2 】

この後に、ピニオンギヤ G 2 の回転に伴いフェースギヤ G 1 の回転量が増大するほどピニオンギヤ G 2 のギヤ部 1 1 が噛合するフェースギヤ G 1 の歯部 5 の歯幅が拡大し、ギヤ部 1 1 と歯部 5 との面同士の接触面積が拡大し、面圧の上昇を抑制するため、耐久性が向上し、摩擦ロスが抑制され、摩耗が抑制され、発熱も抑制される。しかも、ピニオンギヤ G 2 を駆動回転する電動モータ等の消費電力が過剰に上昇する不都合も抑制される。

【 0 0 4 3 】

特に、この構成では、扇状のギヤ本体 1 の円弧状の外周部が第 1 軸芯 X 1 を中心に形成
40
されているため、フェースギヤ G 1 の大型化が抑制される。

【 0 0 4 4 】

フェースギヤ G 1 に作用する負荷が増大した場合に、この増大に比例してフェースギヤ G 1 の歯部 5 と、ピニオンギヤ G 2 のギヤ部 1 1 とが接触する面積を増大させることで歯部 5 とギヤ部 1 1 との間で作用する面圧を一定にする歯幅を得るように、内縁部 A b のカーブの形状を設定することが理想である。しかしながら、内縁部 A b のカーブは必ずしも厳密に計算されたカーブに形成する必要はなく、楕円や放物線の一部の曲線であって良く、外縁部 A a の半径より小さい半径の円弧を、第 1 軸芯 X 1 と異なる軸芯位置で描いたものであっても良い。

【 0 0 4 5 】

〔ギヤ伝動装置の利用例〕

10

20

30

40

50

図 8、図 9 には、フェースギヤ G 1 を、駆動負荷が変動する伝動系に備えた利用例としてギヤ伝動装置 1 0 0 でクラッチ機構 C を操作する構成を示している。

【 0 0 4 6 】

この利用例では、車両や装置等のフレームに対してギヤ支軸 1 6 を介して回転自在にフェースギヤ G 1 が支持されている。フェースギヤ G 1 の歯部 5 とピニオンギヤ G 2 のギヤ部 1 1 とが互いに噛合し、ピニオンギヤ G 2 のシャフト 1 0 には不図示の電動モータの駆動力が伝えられる。

【 0 0 4 7 】

クラッチ機構 C は、駆動軸 2 0 と一体回転する駆動ディスク 2 1 と、出力軸 2 2 と一体回転するスリーブ 2 3 に備えた従動ディスク 2 4 とを伝動軸芯 Y と同軸芯上に配置している。特に、出力軸 2 2 に形成したスプライン部に対し、スリーブ 2 3 が嵌合することにより、スリーブ 2 3 が出力軸 2 2 に対してトルク伝達自在に、且つ伝動軸芯 Y に沿って移動自在に支持されている。

10

【 0 0 4 8 】

出力軸 2 2 とスリーブ 2 3 との間には、従動ディスク 2 4 を駆動ディスク 2 1 に圧接させるバネ 2 5 を備えている。この構成から、クラッチ機構 C は、図 8 に示すように、バネ 2 5 の付勢力により伝動状態（入り状態）に維持される。また、バネ 2 5 の付勢力に抗して従動ディスク 2 4 を駆動ディスク 2 1 から離間させることにより、図 9 に示すように、クラッチ機構 C は、遮断状態（切り状態）に設定される。

【 0 0 4 9 】

クラッチ機構 C を断続操作する操作アーム 2 6 が、装置等のフレームに対して支軸 2 7 により揺動自在に支持されている。この操作アーム 2 6 の作動端位置には、スリーブ 2 3 を抱き込む位置に配置される一对のフォーク部 2 6 a を形成しており、各々のフォーク部 2 6 a の対向する面の各々に係合ピン 2 8 を備えている。この一对の係合ピン 2 8 は、スリーブ 2 3 には外周に形成された係合溝 2 3 a に係合する。

20

【 0 0 5 0 】

また、フェースギヤ G 1 と操作アーム 2 6 とを操作ロッド 3 0 で関係している。操作ロッド 3 0 は、両端部を折り曲げることで一方の端部に作動端 3 0 a を形成し、他方の端部に操作端 3 0 b を形成している。そして、作動端 3 0 a を扇状のフェースギヤ G 1 のギヤ本体 1 に係合し、操作端 3 0 b を操作アーム 2 6 に係合している。

30

【 0 0 5 1 】

この構成では、図 8 に示すようにクラッチ機構 C が伝動状態にある場合には、フェースギヤ G 1 の歯部形成領域 A のうち、歯幅が小さい領域にピニオンギヤ G 2 のギヤ部 1 1 が噛み合う。また、この伝動状態では、バネ 2 5 の付勢力により駆動ディスク 2 1 に従動ディスク 2 4 が圧接し、駆動軸 2 0 の駆動力が出力軸 2 2 に伝えられる。

【 0 0 5 2 】

そして、クラッチ機構 C を遮断状態に操作する場合には、電動モータでピニオンギヤ G 2 を駆動して、フェースギヤ G 1 を矢印 F の方向に回転させる。この回転に伴いフェースギヤ G 1 の回転力が操作ロッド 3 0 を介して操作アーム 2 6 の操作端部に作用し、操作アーム 2 6 は支軸 2 7 を中心に揺動する。この揺動により、バネ 2 5 の付勢力に抗してスリーブ 2 3 とともに従動ディスク 2 4 が伝動軸芯 Y に沿ってシフトし、駆動ディスク 2 1 から離間させる。これにより駆動力の伝達が遮断される。

40

【 0 0 5 3 】

この構成では、負荷が増大するほど、歯部 5 がピニオンギヤ G 2 のギヤ部 1 1 に接触する歯幅が拡大するように設定されている。つまり、矢印 F の上流側ほど歯部形成領域 A の外縁部 A a と内縁部 A b との間隔が拡大（歯幅が拡大する）する。その結果、歯面同士の面圧の上昇を抑制して耐久性が向上し、摩擦ロスを抑制し、摩擦を抑制し、発熱も抑制する。

【 0 0 5 4 】

〔別実施形態〕

50

本発明は、上記した実施形態以外に以下のように構成しても良い（実施形態と同じ機能を有するものには、実施形態と共通の番号、符号を付している）。

【0055】

(a) 図10に示すように、歯部形成領域Aを、内周側で第1軸芯X1を中心とする円周に沿う円弧状の内縁部Abと、第1軸芯X1を中心としないカーブとなる外縁部Aaとで取り囲まれる領域に形成する。つまり、フェースギヤG1が矢印Fの方向に回転した場合に、ピニオンギヤG2が噛合する歯幅が、外側に拡大するように構成する。これにより、歯部5の歯筋方向での両端部のうち内側の端部が第1軸芯X1を中心とする円弧上に配置され、歯部5の歯筋方向での両端部のうち外側の端部が第1軸芯X1を中心としないカーブ上に配置される。

10

【0056】

このように構成することにより、歯幅が拡大した領域では歯厚が拡大するため、歯部の強度を高め、装置の耐久性を向上させることも可能となる。

【0057】

(b) 歯部形成領域Aを、別実施形態(a)に示されるように第1軸芯X1を中心としないカーブとなる外縁部Aaと、実施形態に示されるように第1軸芯X1を中心としないカーブとして形成される内縁部Abとで取り囲まれるように形成しても良い。

【0058】

(c) 歯部形成領域Aを、所定の歯幅の領域と、これより歯幅拡大する領域とを組み合わせることで歯幅が段階的に拡大するように構成しても良い。つまり、フェースギヤG1の複数の歯部5を、所定の歯幅のものと、この歯幅と異なるものとを、フェースギヤG1の外周領域に連続的に配置することになる。

20

【0059】

(d) フェースギヤG1として外周に平歯で成る歯部を形成し、フェースギヤG1の歯部に噛合するように平歯で成る歯部を有するピニオンギヤG2とで伝動装置を構成しても良い。この構成では、フェースギヤG1の回転可能な角度が360度未満に設定され、フェースギヤG1の複数の歯部のうち高負荷が作用する領域のものの歯幅を拡大するように構成される。

【0060】

この構成の具体例として、実施形態と同様に第1軸芯X1を中心に揺動自在に支持されるフェースギヤG1の円弧部分に平歯で成る歯部5を形成することで従動ギヤG1を構成し、この歯部5に噛合するように駆動ギヤG2を構成するものが考えられる。このように構成されたものでも、高負荷が作用する状況では駆動ギヤG2を駆動回転するアクチュエータの消費エネルギーを過剰に増大させず、低負荷が作用する状況では、駆動ギヤG2を駆動回転するアクチュエータの始動トルクを低減して始動特性を向上させることも可能にする。

30

【0061】

(e) 図11、図12に示すように、従動ギヤとしてのフェースギヤG1を、第1軸芯X1を中心とする360度の領域に歯部を備えて構成する。この構成では、歯部形成領域Aの外縁部Aaが第1軸芯X1を中心とする円周に沿う円形であり、歯部形成領域Aの内縁部Abが第1軸芯X1から偏心する位置を中心とする円形に設定されている。

40

【0062】

特に、このフェースギヤG1でも、複数の歯部5の各々は、歯先5aと、歯面5bと、歯底5cとが歯筋曲線に沿って形成されている。また、各々の歯先5aは第1軸芯X1に直交する姿勢の仮想平面上に配置され、歯部5の歯底5cより更に第1軸芯X1に沿う方向に窪む凹状空間Sが形成される。また、内縁部Abと外縁部Aaとの歯幅方向での距離が最も狭い部位を間隔Daとしており、最も広い部位を間隔Dbとして示している。

【0063】

これにより、例えば、第1軸芯X1を中心とする360度の領域において駆動負荷が変化する対象を駆動する場合でも、大きい負荷が作用する回転角で歯幅が大きい領域にピニ

50

オンギヤG2（駆動ギヤ）を噛合させ、小さい負荷が作用する回転角で歯幅が小さい領域にピニオンギヤG2を噛合させることが可能となる。噛合関係を設定することにより、例えば、駆動対象が1回転する際に負荷が変化するものであっても摩擦ロスを抑制し、噛み合い抵抗を軽減することが可能となる。

【0064】

この別実施形態（e）に示すフェースギヤG1でも、ギヤ本体1のうち凹状空間Sを形成する底面を基準にして、歯部形成領域Aに形成される複数の歯部5の突出量（歯先5aから歯底5cまでの高さ）は等しく設定されている。また、このフェースギヤG1でも、第1軸芯X1を中心とする回転角と、歯幅との関係が一定の比率に設定されている。

【0065】

この別実施形態（e）では、フェースギヤG1が、例えば、歯部形成領域Aの内縁部Abが第1軸芯X1を中心とする円形で、歯部形成領域Aの外縁部Aaが第1軸芯X1から偏心する位置を中心とする円周に沿う円形に設定しても良い。また、外縁部Aaと内縁部Abとが円形に形成される必要はなく、例えば、楕円状や、円形と二次曲線とを組み合わせた形状に形成されるものであっても良い。

【産業上の利用可能性】

【0066】

本発明は、入力側のギヤの回転に対して、出力側のギヤが360度未満の角度の範囲内で回転するギヤ伝動装置に利用することができる。

【符号の説明】

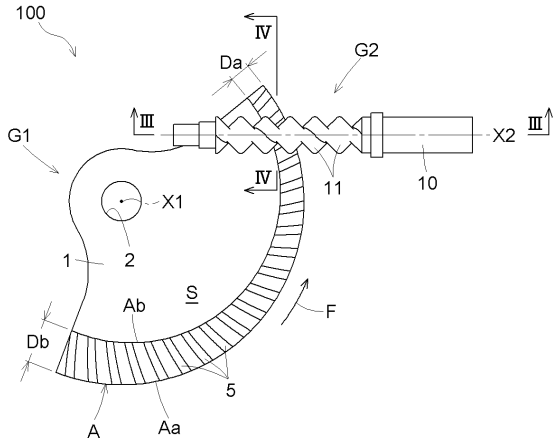
【0067】

1	ギヤ本体
5	歯部
A	歯部形成領域
G1	従動ギヤ（フェースギヤ）
G2	駆動ギヤ（ピニオンギヤ）
X1	軸芯（第1軸芯）

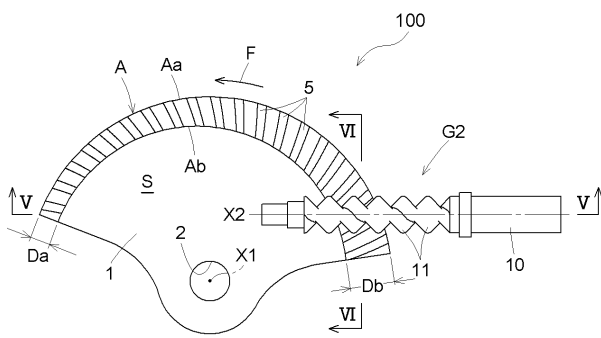
10

20

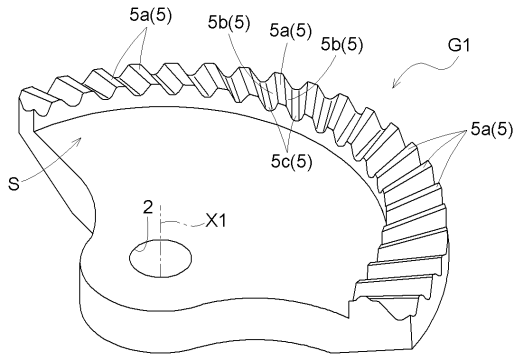
【図 1】



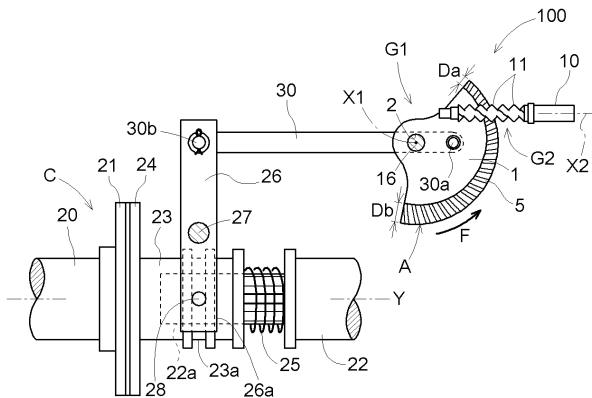
【図 2】



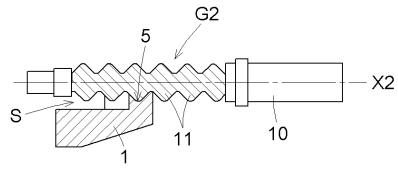
【図 7】



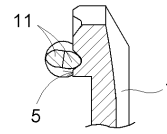
【図 8】



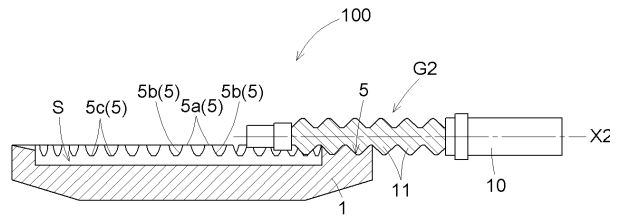
【図 3】



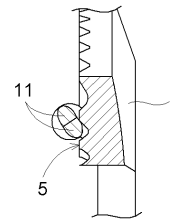
【図 4】



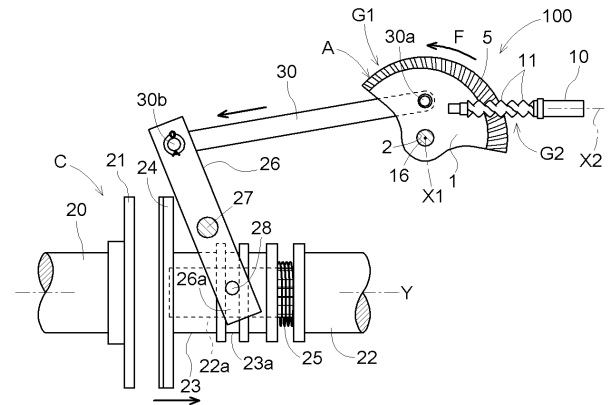
【図 5】



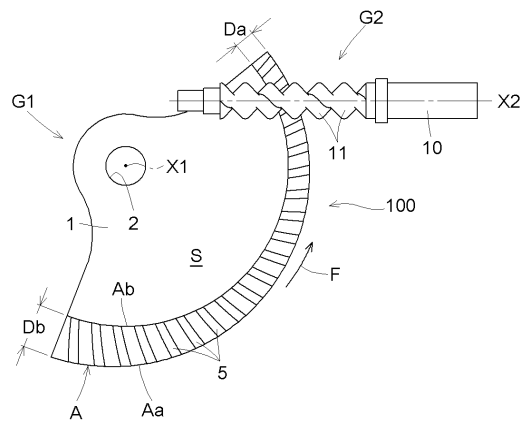
【図 6】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2013-143808(JP,A)
実開平6-10652(JP,U)
特開2015-68394(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 27/04
F16H 1/16
F16H 55/22