

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4143191号
(P4143191)

(45) 発行日 平成20年9月3日(2008.9.3)

(24) 登録日 平成20年6月20日(2008.6.20)

(51) Int.Cl.

H01H 33/40 (2006.01)

F 1

H01H 33/40

C

請求項の数 8 外国語出願 (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願平10-320524
 (22) 出願日 平成10年11月11日(1998.11.11)
 (65) 公開番号 特開平11-224573
 (43) 公開日 平成11年8月17日(1999.8.17)
 審査請求日 平成17年11月4日(2005.11.4)
 (31) 優先権主張番号 9714223
 (32) 優先日 平成9年11月13日(1997.11.13)
 (33) 優先権主張国 フランス(FR)

(73) 特許権者 598155793
 ジエ・ウー・セー・アルストム・アー・ゲ
 一
 スイス国、5036・オーベレントフエル
 テン、カール・シユプレツヒヤー・シユト
 ラーセ・1
 (74) 代理人 100062007
 弁理士 川口 義雄
 (74) 代理人 100105393
 弁理士 伏見 直哉
 (74) 代理人 100111741
 弁理士 田中 夏夫

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】開閉装置、特に回路遮断器のためのばね駆動機構

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

電力開閉装置、特に中電圧または高電圧用の電源スイッチ及び回路遮断器のためのばね駆動機構であって、

軸の周りに自由に回転する係合シャフトに偏心結合された係合ばねを備えており、該ばねは、係合シャフトを、開閉装置が回路に投入される所定の回転方向に回転させ、更に、係合シャフトに取り付けられた大歯車と該大歯車とかみ合う小歯車とを回転させるように構成されており、該小歯車は、該小歯車により、係合ばねに開閉装置を回路に投入するための力を加えるべく、前記所定の方向に前記大歯車と前記係合シャフトとを駆動するように駆動部材に結合しており、前記係合シャフトは前記係合ばねが弛緩する位置から該ばねに力が加えられる死点位置の先まで通過するように構成されており、

該駆動機構は更に、

死点位置の先にある支持位置において、前記大歯車を前記所定の回転方向に押し、且つ開閉装置を回路に投入するために前記係合シャフトを解放するように構成された爪機構と、

前記大歯車の周囲に形成され、該大歯車の歯の不連続性により発生する第一ギヤップであって、前記係合シャフトが前記爪機構を押している時に、前記小歯車に接近する歯の領域に形成される第一ギヤップと、

前記爪機構により係合シャフトが解放された後に、前記大歯車と小歯車とが互いにロッカすることを防止する手段とを備えており、

10

20

該防止する手段は、

前記小歯車において、歯のフランクが径方向外側で共通のエッジと交わり、進み側フランクがインボリュート形状を呈し、反対側のフランクにおいてはフランク面がエッジから伸び且つ歯の中央を通る半径方向の直線に関して傾斜する、歯の形状と、

前記大歯車において、歯が前記ギャップを前記所定の方向にたどり、歯のフランクが径方向外側で共通のエッジと交わり、該歯の進み側のフランクとは反対側のフランクがエッジに隣接する頂部領域に傾斜面を有する、歯の形状とからなり、

前記大歯車の周囲に形成される第一ギャップに、圧縮ばねの付勢に抗して歯の軸に沿って伸縮可能な第一の伸縮自在歯が前記所定の回転方向に続いており、

前記第一の伸縮自在歯に、前記大歯車の周囲に形成され、その歯の追加の不連続性により発生する第二ギャップが前記所定の回転方向に続いてあり、前記第二ギャップが少なくとも二つのギヤピッチステップにわたって伸びており、

前記第二ギャップの直後の歯が、圧縮ばねの付勢に抗して歯の軸に沿って伸縮可能な第二の伸縮自在歯であり、

前記第二ギャップが整数個のギヤピッチステップよりも短い長さにわたって伸び、前記第二の伸縮自在歯が、径方向外側で共通のエッジと交わるフランクを有し、進み側のフランクとは反対側のフランクが該歯のエッジに隣接する頂部領域に傾斜面を含むことを特徴とするばね駆動機構。

【請求項 2】

前記第二ギャップが、整数個のギヤピッチステップよりギヤピッチステップの約六分の一だけ短い長さにわたって伸びる、請求項₁に記載の機構。

【請求項 3】

前記第二ギャップが2と5/6個のギヤピッチステップにほぼ等しい長さにわたって伸びる、請求項₂に記載の機構。

【請求項 4】

前記所定の回転方向に見て前記第二の伸縮自在歯の後に、少なくとも二つのギヤピッチステップにわたって伸びる第三ギャップが続く、請求項₂に記載の機構。

【請求項 5】

前記第三ギャップの後に、径方向外側で共通のエッジと交わるフランクを有し、進み側のフランクとは反対側のフランクが該エッジに隣接する頂部領域に傾斜面を含む歯が続く、請求項₄に記載の機構。

【請求項 6】

所定の回転方向に見て前記第一ギャップの後に、ばねの付勢に抗して歯の軸に沿って伸縮可能なn個の伸縮自在歯が続き、前記所定の回転方向に見て伸縮自在歯のそれぞれの後に、少なくとも二つのギヤピッチステップにわたって伸びるギャップが続く、請求項₁に記載の機構。

【請求項 7】

前記伸縮自在歯および所定の回転方向に見て最後の伸縮自在歯の後に続く第一の伸縮不可能な歯のそれぞれが、径方向外側で共通のエッジと交わるフランクを有し、進み側のフランクとは反対側のフランクが該エッジに隣接する頂部領域に傾斜面を含む、請求項₆に記載の機構。

【請求項 8】

前記伸縮自在歯のそれぞれが、隣接の伸縮自在歯から整数個のギヤピッチステップよりも短い長さにわたって伸びるギャップだけ隔てられている、請求項₇に記載の機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、電力開閉装置、特に中電圧または高電圧用の電源スイッチ及び回路遮断器のためのばね駆動機構であって、

軸の周りに自由に回転する係合シャフトに偏心結合された係合ばねを備えており、該ば

10

20

30

40

50

ねは、係合シャフトを、開閉装置が回路に投入される所定の回転方向に回転させ、更に、係合シャフトに取り付けられた大歯車と該大歯車とかみ合う小歯車とを回転させるように構成されており、該小歯車は、該小歯車により、係合ばねに開閉装置を回路に投入するための力を加えるべく、前記所定の方向に前記大歯車と前記係合シャフトとを駆動するよう駆動部材に結合しており、前記係合シャフトは前記係合ばねが弛緩する位置から該ばねに力が加えられる死点位置の先まで通過するように構成されており、

該駆動機構は更に、

死点位置の先にある支持点において、前記大歯車を前記所定の回転方向に押し、且つ開閉装置を回路に投入するために前記係合シャフトを解放するように構成された爪機構と、

前記大歯車の周囲に形成され、該大歯車の歯の不連続性により発生するギャップであって、前記係合シャフトが前記爪機構を押している時に、前記小歯車に接近する歯の領域に形成される第一ギャップと、

前記爪機構により係合シャフトが解放された後に、前記大歯車と小歯車とが互いにロックすることを防止する手段とを備えており、

該防止する手段は、

前記小歯車において、歯のフランクが径方向外側で共通のエッジと交わり、進み側フランクがインボリュート形状を呈し、反対側のフランクにおいてはフランク面がエッジから伸び且つ歯の中央を通る半径方向の直線に関して傾斜する、歯の形状と、

前記大歯車において、歯が前記ギャップを前記所定の方向にたどり、該歯のフランクがエッジに隣接する頂部領域に傾斜面を有する、歯の形状とからなる、機構に関する。

【0002】

【従来の技術】

ヨーロッパ特許出願公開第0651409A1号にタイプの機構が記載されている。この実施形態では、小歯車の全ての歯、および所定方向に見て大歯車の歯の不連続性によって生じるギャップの後に続く第一歯は、各歯についてそれらのフランクが単一のエッジに集まるように構成される。その目的は、歯車のロックを防止することである。残念ながら、大歯車のギャップの後に続く第一歯の進み側のフランクでの小歯車のエッジの摩擦が、多かれ少なかれ、電力損失を引き起こすことが分かっている。小歯車の位置に依存するこのような損失は、開閉装置を係合するのに必要な時間の変動、および大歯車のギャップの後に続く第一歯の無視できない摩耗を引き起す。ネットワークに供給される電圧と同期して連動させることによってネットワークのサージを低減させるように設計されたスイッチを制御するためにこの機構を使用する場合には、このようなランダムに出現する変動を許容することはできない。

【0003】

ヨーロッパ特許第0294561A2号に、ギャップの直後に位置する大歯車の第一歯を圧縮ばねの付勢に抗して径方向に伸縮可能な、断路器に結合される同じタイプの駆動機構が開示されている。この歯は、係合プロセスの開始時に小歯車の歯の先端に当接する場合には、径方向に後退し、それに接続するばねを圧縮する。結果として、この歯は対応する小歯車の歯のエッジでロックすることなく滑動することができる。このエッジを通過した後で、この歯は小歯車の歯の後に続く空間に入る。しかし、ばねがそれを収納するハウジング内に徐々に後退するにもかかわらず、伸縮自在歯が摩擦によって引き続き大歯車に追従する危険性は高い。このような状況では、大歯車に形成されたギャップの後に続く伸縮不可能な第二歯が小歯車の歯のエッジに当接し、ギヤ機構全体をロックさせる可能性がある。小歯車はフリーホイール結合によってその駆動装置から切り離されており、したがって非常に容易に回転することができるので、この可能性は高い。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

本発明は、既に使用されている上記タイプの機構に適当な変更を加えることによって改良し得る、有効かつ容易に実施できる解決策を提供することにより、上記の欠点を解消し、このような知られている機構が誤動作するいかなる危険性も回避するためのものである。

10

20

30

40

50

【0005】

【課題を解決するための手段】

上記目的は、前提部分に記載の機構において、前記大歯車の周囲に形成される第一ギャップに、圧縮ばねの付勢に抗して歯の軸に沿って伸縮可能な第一の伸縮自在歯が所定の回転方向に続いており、

第一の伸縮自在歯に、大歯車の周囲に形成され、その歯の追加の不連続性により発生する第二のギャップが前記所定の回転方向に続いており、前記第二のギャップが少なくとも二つのギアピッチステップにわたって伸びており、

前記第二のギャップの直後の歯が、圧縮ばねの付勢に抗して歯の軸に沿って伸縮可能な第二の伸縮自在歯であることにより達成される。

10

【0006】

好ましい実施形態では、前記第二ギャップは、整数個のギアピッチステップよりわずかに短い長さにわたって伸び、前記第二の伸縮自在歯は、径方向外側で共通のエッジと交わり、該エッジに隣接する頂部領域に傾斜面を含むフランクを有する。

【0007】

有利には、前記第二ギャップが、整数個のギアピッチステップよりギアピッチステップの約六分の一だけ短い長さにわたって、好ましくは約2(5/6)個のギアピッチステップにほぼ等しい長さにわたって伸びる。

20

【0008】

特に有利には、前記第二の伸縮自在歯の後に、少なくとも二つのギアピッチステップにわたって伸びる第三ギャップが前記所定の回転方向に続く。

【0009】

好ましくは、前記第三ギャップの後に、径方向外側で共通のエッジと交わり、該エッジに隣接する頂部領域に傾斜面を含むフランクを有する歯が続く。

【0010】

さらに一般的には、前記第一ギャップの後に、ばねの付勢に抗して歯の軸に沿って伸縮可能なn個の伸縮自在歯が所定の回転方向に続き、伸縮自在歯のそれぞの後に、少なくとも二つのギアピッチステップにわたって伸びるギャップが前記所定の回転方向に続く。

【0011】

全ての実施形態で、伸縮自在歯および所定の回転方向に最後の伸縮自在歯の後に続く第一の伸縮不可能な歯のそれぞれは、径方向外側で共通のエッジと交わり、該エッジに隣接する頂部領域に傾斜面を含むフランクを有する。

30

【0012】

有利には、伸縮自在歯のそれぞれは、整数個のギアピッチステップよりわずかに短い長さにわたって伸びるギャップだけ、隣接の伸縮自在歯から隔てられている。

【0013】

非限定的な例として与えられる添付の図面に関連して記載した下記の好ましい実施形態の説明を読めば、本発明はよりよく理解されるであろう。

【0014】

【発明の実施の形態】

40

図1を参照すると、開閉装置を係合するためのばね駆動機構10は、その軸12の周りを自由に回転可能であって、大歯車13を支持し、さらにその機能を以下に説明するカム14を支持する係合シャフト11を含む。引張りばねから構成される係合ばね15は、図示の例では偏向ブーリ18を介して、チェーン17またはその他任意の適切な手段によって取付け点16で大歯車13に結合される。大歯車13は、駆動モータ23の出口シャフト22に固定された駆動ピニオン21に歯車列20を介して結合された小歯車19と噛み合う。

【0015】

この機構の構成要素の組み合せはそれ自体知られており、先に述べたヨーロッパ特許出願公開第0652409号に詳細に記載されており、開閉装置を回路(図示せず)に投入す

50

るために係合ばね 15 が係合シャフト 11 を所定の回転方向 A (図 1 の矢印 A 参照) に駆動可能にすること、および開閉装置が常に回路に投入可能な状態に置かれるように蓄積されたエネルギーを解放する準備ができているようにするために駆動モータ 23 が係合ばね 15 に力を加えることを可能にすることが意図されている。開閉装置が係合されているときには、係合ばね 15 はチェーン 17 に引張り力を及ぼし、矢印 A で示す所定方向に大歯車 13 を回転させ、取付け点 16 は、死点 16a よりわずかに下流側 (大歯車の所定の回転方向 A に見て) に位置する準備位置から、死点 16a の反対にある弛緩点 16b に対応する最終位置に移る。その後、駆動モータ 23 が係合シャフト 11 の駆動を引き継ぎ、該シャフトが所定の回転方向 A に回転するようになる。これは、係合ばねの取付け点が再度死点 16a をわずかに通過し、ばねがセットされるまで続く。大歯車は、電磁石 26 によって作動される爪 25 を有する爪機構 24 、および爪 25 と協働してこの歯車を所望の準備位置に保持する、大歯車 13 の一つの面に取り付けられた受面 27 によってこの位置で停止する。

【 0016 】

機構 10 は、開閉装置のハンドル (図示せず) を作動するアクチュエータレバー 31 と、前記シャフトを分離ばね 33 に結合する結合レバー 32 と、カム 14 と協働するカム従動子ホイール 34a を支持するカム従動子レバー 34 と、電磁石 37 によって作動される爪 36 と協働する固定レバー 35 と、例えば油圧式ショックアブソーバなどから構成されるブレーキ 38 に結合されるブレーキレバーとを特に支持するメインシャフト 30 も有する。分離ばね 33 は、好ましくは係合ばね 15 と同一または同様のものであり、偏向ブリ 40 によって案内されるチェーン 39 によって結合レバー 32 に接続される。カム従動子ホイール 34a は、係合シャフト 11 に取り付けられたカム 14 に押しつけられる。このカムはレバー 34 の運動を、アクチュエータレバー 31 の位置 I および O にそれぞれ対応する二つの位置 41a と 41b の間で制御する。爪 36 は、アクチュエータレバー 31 が位置 I にある状態に対応する位置で固定レバー 35 を固定する。

【 0017 】

図 2 は、大歯車 13 の一部分および小歯車 19 を拡大して示す図である。小歯車 19 の歯 50 が、それぞれ先端をとがらせるように切削された特殊な形状を有する。これらの歯のフランクは径方向外側で共通のエッジと交わり、進み側のフランクはインボリュート形状を呈し、反対側のフランクはエッジから延び、歯の中央を通る径方向の直線に対して傾斜している面を有する。

【 0018 】

所定の回転方向 A に見て、大歯車 13 の歯 51 は不連続性を有し、該不連続性は歯のない領域を形成する第一ギャップ 52a を与える。第一の伸縮可能な歯 53a はこのギャップに配置される。これは、大歯車の厚みに形成されたほぼ円筒形のソケット 55a に受容される部分的に中空の歯元 54a に一体化される。圧縮ばね 56a は中空歯元 54a の空洞と大歯車のソケット 55a の間に規定された閉じられた空間内に取り付けられ、このばねは歯 53a を径方向外側に付勢する。歯が抜けるのを防止し、その外向きの移動を制限するために、ソケット 55a を部分的に閉じるように第一ギャップ 52a の底部に停止板 57a を固定する。この停止板は少なくとも一つ、好ましくは二つの固定ねじ 58a によって固定される。このように組み立てられているので、圧縮ばね 56a が及ぼす応力に抗して、歯 53a を部分的にソケット 55a 中に後退させることができる。

【 0019 】

第一の伸縮自在歯 53a に続いて、大歯車 13 は、歯 51 の追加の不連続性によって形成される第二ギャップ 52b を有する。この第二ギャップは少なくとも二つのギヤピッチステップにわたって延びる。好ましい実施形態では、このギャップは整数個のギヤピッチステップよりわずかに短い長さにわたって延び、有利には整数から六分の一を引いた分のギヤピッチステップ、例えば 2 (5 / 6) 個のギヤピッチステップにわたって延びる。

【 0020 】

前記第二ギャップ 52b の直後の大歯車の歯 53b も、圧縮ばね 56b の付勢に抗して後

10

20

30

40

50

退可能である。整数個のギャップチップに等しい長さにわたって延びる第三ギャップ 52c の後の、第二の伸縮自在歯 53b の後に続く歯 60 は、伸縮自在歯と同様に、径方向外側で共通のエッジと交わるフランクを含む。進み側のフランクの反対側のフランクは、歯のエッジに隣接するその頂部部分に傾斜面を有する。一般に、二つの伸縮自在歯 53a および 53b は大歯車のその他の歯 51 より高く突出することができ、それにより該他の歯の先端が小歯車 19 の歯の先端と接触する可能性を低下させるという利点を提供する。

【0021】

図 3A から図 3H は、小歯車 19 の歯 50 と大歯車 13 の歯との間に衝突がない場合に何が起こるかを示す図である。最初の瞬間を図 3A および図 3B に示すが、図 3B は小歯車 19 の歯と大歯車 13 の第一の伸縮自在歯 53a との間に接触が生じた瞬間を示す図である。図 3C および図 3D は、大歯車 13 の欠落した歯 51（破線で表す）に対する小歯車の歯の位置を示す図である。図 3E は、適切な方法で切削されていない、小歯車 19 の歯 61 の最初の形状を破線で示す図である。この図から、最初の形状が維持された場合には、大歯車の第二の伸縮自在歯 53b との衝突が自動的に発生することが分かる。図 3F、図 3G、および図 3H は、小歯車 19 の歯 50 と、大歯車 13 の歯 53a、53b、および 60 との相対位置を示す図である。

【0022】

図 4A から図 4H は、小歯車 19 の歯 50 の先端が大歯車 13 の伸縮自在歯 53a の先端と接触する場合に何が起こるかを示す図である。この二つの歯 50 と 53a の間の接触の最初の瞬間を図 4B に示す。先端どうしが接触することにより、歯 53a は後退する。この運動が続くと、小歯車の歯および大歯車の歯は図 4C および図 4D に示す相対位置をとる。図 4E は、小歯車 19 の歯 50 の一つと第二の伸縮自在歯 53b との間の接触を示す図である。この歯は図 4F に示すように後退し、次いで二つの歯車は、ギャップ 52a、52b、および 52c が、伸縮自在歯 53a、53b の間及び第二の伸縮可能な歯の後方に形成されるので、通常は図 4G および 4H に示すように噛み合う。

【0023】

本発明は、単なる構造的な例として示した実施形態に制限されるものではない。特に、伸縮可能な歯の数は二つに限定されず、スラストばねによる付勢に抗して歯の軸に沿って後退可能であり、それぞれに上記に述べたギャップが続く三個または n 個の歯に拡張することもできる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の機構の好ましい実施形態を示す概略的な全体図である。

【図 2】大歯車の伸縮可能な歯をさらに詳細に示す詳細図である。

【図 3A】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突しないときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図 3B】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突しないときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図 3C】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突しないときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図 3D】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突しないときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図 3E】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突しないときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図 3F】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突しないときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図 3G】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突しないときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図 3H】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突しないときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

10

20

30

40

50

【図4A】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突するときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図4B】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突するときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図4C】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突するときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図4D】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突するときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図4E】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突するときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。 10

【図4F】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突するときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図4G】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突するときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。

【図4H】小歯車の歯および大歯車の歯が衝突するときの、伸縮可能な歯が小歯車の歯と噛み合う領域における大歯車および小歯車の挙動を示す図である。 20

【符号の説明】

1 0 ばね駆動機構

1 1 係合シャフト

1 3 大歯車

1 4 カム

1 5 係合ばね

1 9 小歯車

2 3 駆動モータ

2 4 爪機構

3 0 メインシャフト

3 1 アクチュエータレバー

3 2 結合レバー

3 3 分離ばね

3 4 カム従動子レバー

3 5 固定レバー

3 8 ブレーキ

10

20

30

【図1】

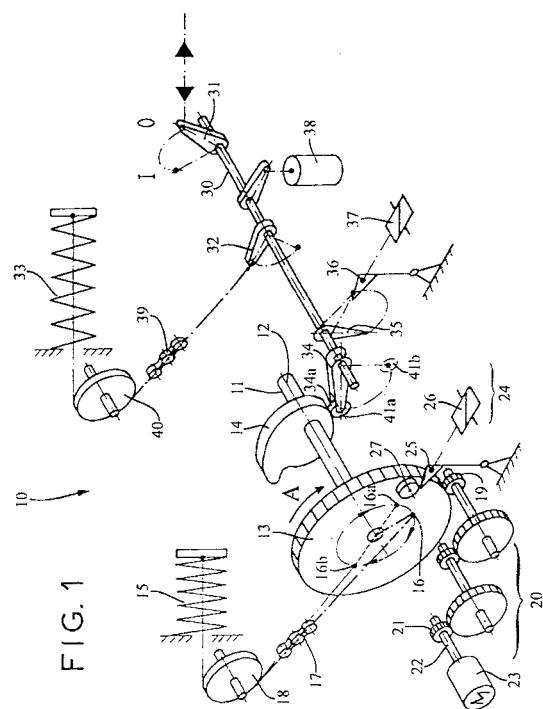


FIG. 1

【図2】

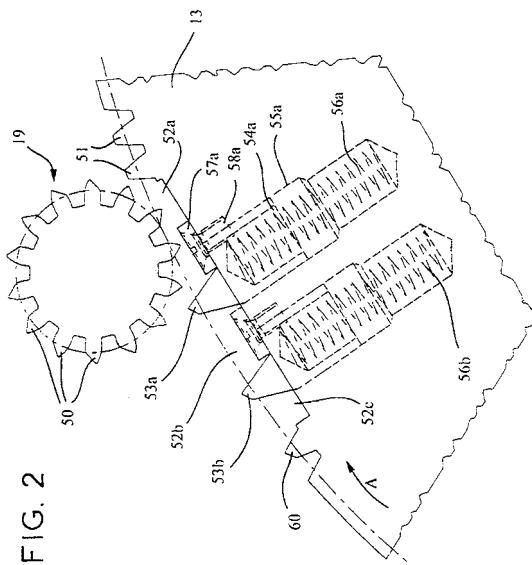
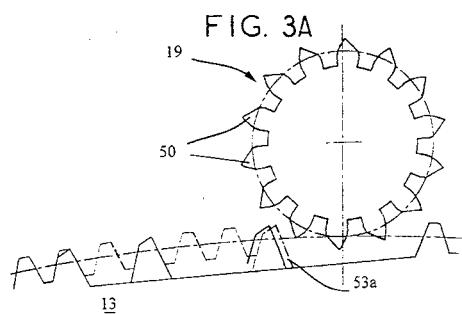
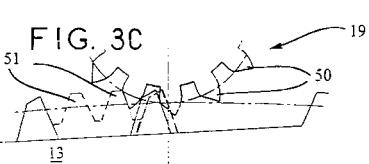
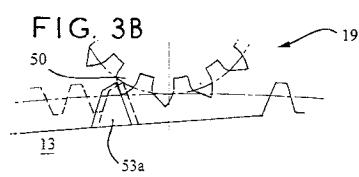


FIG. 2

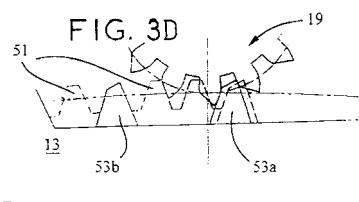
【図3A】



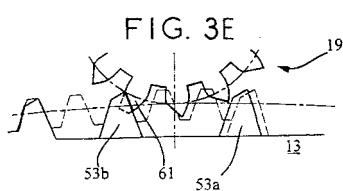
【図3B】



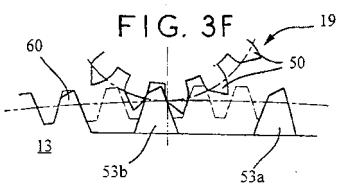
【図3D】



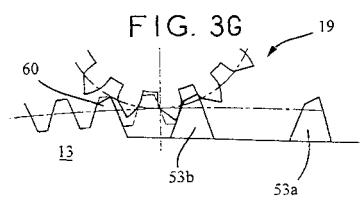
【図3E】



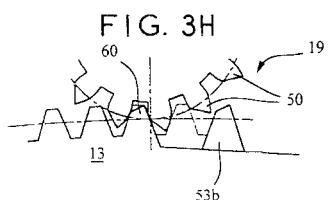
【図3F】



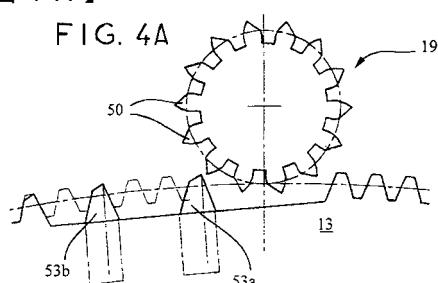
【図 3 G】



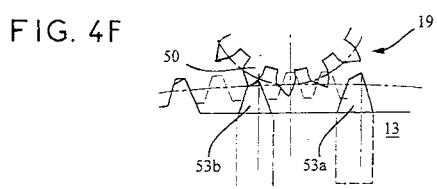
【図 3 H】



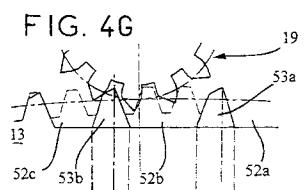
【図 4 A】



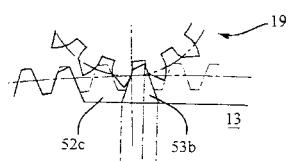
【図 4 F】



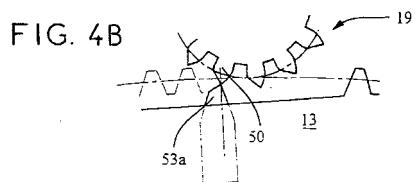
【図 4 G】



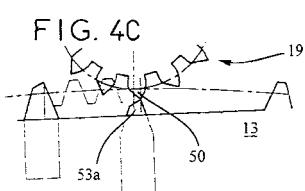
【図 4 H】



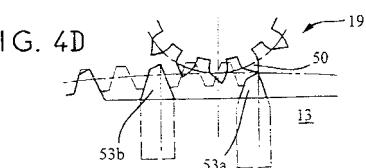
【図 4 B】



【図 4 C】



【図 4 D】



【図 4 E】

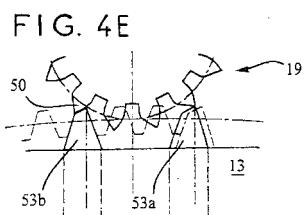


FIG. 4E

FIG. 4 H



フロントページの続き

(72)発明者 ロルフ・ニクラウス

スイス国、ツエーハー - 5035・ウンターエントフエルテン、ロイバハベーク・11

審査官 高橋 学

(56)参考文献 特開平01-154418(JP,A)

特開平07-211176(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

H01H 33/40