

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3540815号
(P3540815)

(45) 発行日 平成16年7月7日(2004.7.7)

(24) 登録日 平成16年4月2日(2004.4.2)

(51) Int. Cl.⁷

F 1 6 H 55/08

F I

F 1 6 H 55/08

Z

請求項の数 68 (全 34 頁)

<p>(21) 出願番号 特願平8-506643 (86) (22) 出願日 平成7年7月26日(1995.7.26) (65) 公表番号 特表平10-506172 (43) 公表日 平成10年6月16日(1998.6.16) (86) 国際出願番号 PCT/US1995/009574 (87) 国際公開番号 W01996/004495 (87) 国際公開日 平成8年2月15日(1996.2.15) 審査請求日 平成13年6月5日(2001.6.5) 審判番号 不服2003-15590(P2003-15590/J1) 審判請求日 平成15年8月11日(2003.8.11) (31) 優先権主張番号 08/283, 635 (32) 優先日 平成6年8月1日(1994.8.1) (33) 優先権主張国 米国(US)</p>	<p>(73) 特許権者 503291288 アキシコン ギア カンパニー アメリカ合衆国 カリフォルニア 947 08, パークレー, アーチ ストリ ト 1331 (74) 代理人 100078282 弁理士 山本 秀策 (72) 発明者 ロウベロル, ウィリアム エス. アメリカ合衆国 カリフォルニア 947 09, パークレー, ピー. オー. ボック ス 9122, シャタック アベニュー 1521-エイ, スイート 203</p>
-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 クラウニングによる歯車の歯の位相補正

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

少なくとも1つの第1の歯を有する第1の歯車と、少なくとも1つの第2の歯を有する第2の歯車とを備える一対の歯車であって、該第1の歯車の該少なくとも1つの第1の歯は、該第2の歯車の該少なくとも1つの歯との第1の接点と、該第2の歯車の該少なくとも1つの第2の歯のうちの別の第2の歯との第2の接点とを有し、該少なくとも1つの第1の歯は、該第1の接点に相当する第1の位置に第1のクラウンと、該第2の接点に相当する第2の位置に第2のクラウンとを有し、該第2のクラウンの形状は該第1のクラウンの形状とは異なり、該第1のクラウンおよび第2のクラウンのうち少なくとも一方は、(a) 該第1のクラウンおよび第2のクラウンの幅よりも短い長さを有する中央部分と、(b) 該中央部分と角をなす2つの外側部分とを含む、一対の歯車。

10

【請求項2】

少なくとも1つの第1の歯を有する第1の歯車と、少なくとも1つの第2の歯を有する第2の歯車とを備える一対の歯車であって、該第1の歯車の該少なくとも1つの第1の歯は、該第2の歯車の該少なくとも1つの第2の歯との第1の接点と、該第2の歯車の該少なくとも1つの第2の歯のうちの別の第2の歯との第2の接点とを有し、該少なくとも1つの第1の歯は、該第1の接点に相当する第1の位置に第1のクラウンと、該第2の接点に相当する第2の位置に第2のクラウンとを有し、該第2のクラウンの形状は該第1のクラウンの形状とは異なり、

20

該第 1 のクラウンおよび第 2 のクラウンのうち少なくとも一方は、(a) 該第 1 のクラウンおよび第 2 のクラウンの幅よりも短い長さを有する中央部分と、(b) 該中央部分と角をなす 2 つの外側部分とを含み、

該第 2 の接点は、該少なくとも 1 つの第 1 の歯と該少なくとも 1 つの第 2 の歯とが最初に接触する歯接触始点と、次に接触する歯接触副点との間で規定される負荷勾配の内側の端部に位置し、該歯接触副点は、該一对の歯車が、該歯車が回転する際に接触する歯の対が最小数である歯の対を有する場合に、該第 1 の歯と該第 2 の歯との間の接触領域内に存在し、該副点は、該歯接触始点に最近接となる該領域内の点であり、

該第 1 の接点は、該負荷勾配の中心位置から半ピッチ角分内側に位置し、

該第 1 のクラウンの該中央部分は、該第 2 のクラウンの該中央部分よりも小さい、一对の歯車。 10

【請求項 3】

少なくとも 1 つの第 1 の歯を有する第 1 の歯車と、少なくとも 1 つの第 2 の歯を有する第 2 の歯車とを備える一对の歯車であって、該第 1 の歯車の該少なくとも 1 つの第 1 の歯は、該第 2 の歯車の該少なくとも 1 つの第 2 の歯との第 1 の接点と、該第 2 の歯車の該少なくとも 1 つの第 2 の歯のうちの別の第 2 の歯との第 2 の接点とを有し、

該少なくとも 1 つの第 1 の歯は、該第 1 の接点に相当する第 1 の位置に第 1 のクラウンと、該第 2 の接点に相当する第 2 の位置に第 2 のクラウンとを有し、

該第 2 のクラウンの形状は該第 1 のクラウンの形状とは異なり、

該第 1 のクラウンおよび第 2 のクラウンのうち少なくとも一方は、(a) 該第 1 のクラウンおよび第 2 のクラウンの幅よりも短い長さを有する中央部分と、(b) 該中央部分と角をなす 2 つの外側部分とを含み、 20

該第 1 の接点は、第 1 の負荷勾配と第 2 の負荷勾配とのうち一方の中心位置に位置し、該第 1 の負荷勾配は、該少なくとも 1 つの第 1 の歯と該少なくとも 1 つの第 2 の歯とが最初に接触する歯接触始点と、次に接触する歯接触副点との間で規定され、該歯接触副点は、該一对の歯車が、該歯車が回転する際の接触が最小数である歯の対を有する場合に、該第 1 の歯と該第 2 の歯との間の接触領域内に存在し、該接触副点は、該歯接触始点に最近接となる該領域内の点であり、該第 2 の負荷勾配は、該少なくとも 1 つの第 1 の歯と該少なくとも 1 つの第 2 の歯のうちの該別の第 2 の歯とが最初に接触する歯接触始点と、次に接触する歯接触副点との間で規定され、該歯接触副点は、該一对の歯車が、該歯車が回転する際に接触する歯の対が最小数である歯の対を有する場合に、該第 1 の歯と該別の第 2 の歯との間の接触領域内に存在し、該歯接触副点は、該歯接触始点に最近接となる該領域内の点であり、 30

該第 2 の接点は、該第 1 の接点から半ピッチ角分内側に位置し、

該第 1 のクラウンの該中央部分は、該第 2 のクラウンの該中央部分よりも小さい、一对の歯車。

【請求項 4】

少なくとも 1 つの第 1 の歯を有する第 1 の歯車と、少なくとも第 2 の歯と第 3 の歯と第 4 の歯とを有する第 2 の歯車とを備える一对の歯車であって、該第 1 の歯車の該少なくとも 1 つの第 1 の歯は、少なくとも第 1 の接点と第 2 の接点と第 3 の接点とを有し、該第 1 の接点は該第 2 の歯車の該第 2 の歯と接触し、該第 2 の接点は該第 2 の歯車の該第 3 の歯と接触し、該第 3 の接点は該第 2 の歯車の該第 4 の歯と接触し、 40

該少なくとも 1 つの第 1 の歯は、該第 1 の接点に対応する第 1 の位置に第 1 のクラウンと、該第 2 の接点に対応する第 2 の位置に第 2 のクラウンと、該第 3 の接点に対応する第 3 の位置に第 3 のクラウンとを有し、

該第 1、第 2 および第 3 のクラウンの形状は互いに異なり、

該第 1、第 2 および第 3 のクラウンのうち少なくとも 1 つは、(a) 該第 1、第 2 および第 3 のクラウンの幅よりも短い長さを有する中央部分と、(b) 該中央部分と角をなす 2 つの外側部分とを含み、

該第 2 の接点は、該少なくとも 1 つの第 1 の歯と該少なくとも 1 つの第 2 の歯とが最初に 50

接触する歯接触始点と、次に接触する歯接触副点との間で規定される第1の負荷勾配の内側の端部に位置し、該歯接触副点は、該一对の歯車が、該歯車が回転する際に接触する歯の対が最小数である歯の対を有する場合に、該第1の歯と該第2の歯との間の接触領域内に存在し、該歯接触副点は、該歯接触始点に最近接となる該領域内の点であり、該第1の接点は、該第1の負荷勾配の中心位置から半ピッチ角分内側に位置し、該第3の接点は、該第1の負荷勾配と第2の負荷勾配との中心位置に位置し、該第2の負荷勾配は、該少なくとも1つの第1の歯と該第4の歯とが最初に接触する歯接触始点と、次に接触する歯接触副点との間で規定され、該歯接触副点は、該一对の歯車が、該歯車が回転する際に接触する歯の対が最小数である歯の対を有する場合に、該第1の歯と該第4の歯との間の接触領域内に存在し、該歯接触副点は、該歯接触始点に最近接となる該領域内の点である、一对の歯車。

10

【請求項5】

前記中央部分と前記2つの外側部分、および、該中央部分と該2つの外側部分との間でなす前記角とは、前記接触に起因する前記一对の歯車にかかる全てのトルク負荷の前記位置のそれぞれにおいて、かみ合い剛性のばらつきを排除するような比率にされている、請求項1、2、3または4に記載の一对の歯車。

【請求項6】

前記少なくとも1つの第1の歯と前記第2の歯車の前記歯のうち最初に接触した歯と最初に接触する歯接触始点と、次に接触する歯接触副点との間で規定される負荷勾配の中心位置と、該少なくとも1つの第1の歯と該第2の歯車の該歯のうち最後に接触した歯とが最初に接触する歯接触始点と、次に接触する歯接触副点との間で規定される負荷勾配の中心位置との間の距離は、同期長として規定され、該同期長に沿って前記一对の歯車の歯の対の剛性が変化するように、前記第1、第2および第3のクラウンが位置付けられており、該少なくとも1つの第1の歯と該第2の歯車の該歯のうち最初に接触した歯とが次に接触する該歯接触副点は、該一对の歯車が、該歯車が回転する際に接触する歯の対が最小数である歯の対を有する場合に、該第1の歯と該第2の歯車の該歯のうち最初に接触した歯との間の接触領域内に存在し、該歯接触副点は、該歯接触始点に最近接となる該領域内の点であり、

20

該少なくとも1つの第1の歯と該第2の歯車の該歯のうち最後に接触した歯とが次に接触する該歯接触副点は、該一对の歯車が、該歯車が回転する際に接触する歯の対が最小数である歯の対を有する場合に、該第1の歯と該第2の歯車の該歯のうち最後に接触した歯との間の接触領域内に存在し、該歯接触副点は、該歯接触始点に最近接となる該領域内の点であり、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

30

【請求項7】

前記中央部分がカーブしている、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項8】

前記外側部分がまっすぐである、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項9】

前記外側部分がカーブしている、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項10】

40

前記クラウンのうち1つのクラウンは、該クラウンのうちの該1つのクラウンの前記対応する位置における接触領域の幅のほぼ全体にわたって延び、該幅は接触線の方向で計測される、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項11】

前記外側部分と前記中央部分との間でなす前記角がほぼ90度である、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項12】

前記中央部分の一方の端部における前記外側部分と該中央部分との間でなす前記角は、接触線と歯先における円周方向との間の角度である、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

50

【請求項 13】

前記中央部分と外側部分との間の接合が、該中央部分および該外側部分の半径よりも短い半径に丸められる、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

【請求項 14】

前記外側部分の傾斜および曲率が、前記接触に起因する前記一对の歯車にかかる、ゼロとピーク負荷との間の負荷において、ゼロ伝達誤差の点を少なくとも 1 つ、好ましくは 2 つ生じる、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

【請求項 15】

前記外側部分の一方は他方の鏡像である、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

10

【請求項 16】

前記一对の歯車の軸同士が交差しかつ前記外側部分はそれぞれ異なる長さを有する、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

【請求項 17】

少なくとも 2 つのクラウンは、形状および傾斜が同一でかつ長さが異なる外側部分を有する、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

【請求項 18】

前記いずれのクラウンもその最大の大きさが、前記接触に起因する前記一对の歯車にかかる全負荷におけるかみ合いたわみの半分より大きい、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

20

【請求項 19】

前記いずれのクラウンもその最大の大きさが、該クラウンのいずれの最小の大きさの 3 倍より大きい、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

【請求項 20】

前記いずれのクラウンもその最小の大きさが、リード誤差と幅の半分にわたるずれとの和より大きい、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

【請求項 21】

前記中央部分がまっすぐである、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

【請求項 22】

最大の大きさを有するクラウンが係合の初期点に対応する位置に位置する、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

30

【請求項 23】

最も長い中央部分を有するクラウンに対応する負荷勾配の内側の端部に位置する、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

【請求項 24】

前記大きさは、前記接触に起因する前記一对の歯車にかかるピーク負荷におけるかみ合いたわみと同程度の大きさである、請求項 21 に記載の一对の歯車。

【請求項 25】

前記同期長が法線ピッチ長の奇数倍であり、かつ、該同期長の中心に対応する位置におけるクラウンは、該同期長のいずれの端部のクラウンの中央部分よりも長い中央部分を有する、請求項 6 に記載の一对の歯車。

40

【請求項 26】

前記同期長の端部におけるクラウンの中央部分は等しい、請求項 6 に記載の一对の歯車。

【請求項 27】

前記同期長が法線ピッチ長の偶数倍であり、かつ、前記一对の歯車の一方について、該同期長の中心に対応する位置におけるクラウンが、少なくとも該同期長のいずれかの端部におけるクラウンの中央部分と同程度に短い中央部分を有する、請求項 6 に記載の一对の歯車。

【請求項 28】

前記同期長は法線ピッチ長の偶数倍であり、かつ、前記一对の歯車の一方について、該同

50

期長の中心に対応する位置におけるクラウンが、少なくとも該同期長のいずれかの端部のクラウンの大きさと同程度の大きさを有する、請求項 6 に記載の一对の歯車。

【請求項 29】

前記同期長は法線ピッチの偶数倍であり、かつ、前記一对の歯車の各々は、前記第 1、第 2 および第 3 のクラウンが該一对の歯車の接触領域の幅のほぼ全体を占める中央部分を有する 1 つのクラウンを形成する、少なくとも 4 つの異なる位置を有する、請求項 6 に記載の一对の歯車。

【請求項 30】

前記 4 つの異なる位置のうちの 1 つは、歯先の負荷勾配の最内側の四半分内にある、請求項 29 に記載の一对の歯車。

10

【請求項 31】

前記同期長は法線ピッチの偶数倍であり、かつ、該同期長の端部に対応する位置よりも半ピッチ角小さい位置に対応する位置におけるクラウンが、該端部に対応する位置におけるクラウンの中央部分よりも長い中央部分を有する、請求項 6 に記載の一对の歯車。

【請求項 32】

前記同期長は法線ピッチの偶数倍であり、かつ、該同期長の端部に対応する位置よりも半ピッチ角小さい位置に対応する位置におけるクラウンが、該端部に対応する位置におけるクラウンの大きさよりも小さい大きさを有する、請求項 6 に記載の一对の歯車。

【請求項 33】

前記一对の歯車の歯が該一对の歯車のピッチ線について傾いて配置され、かつ、前記クラウンは表面に垂直な平面にあり、該表面の直線母線と一直線である、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

20

【請求項 34】

前記同期長の一方の端部を含む接触線位置から始まるプロファイルリリーフが設けられる、請求項 6 に記載の一对の歯車。

【請求項 35】

前記一对の歯車の歯が該一对の歯車のピッチ線について傾いて配置される、請求項 34 に記載の一对の歯車。

【請求項 36】

プロファイルリリーフの微小部分のみが、最外側の接触線でありかつ前記一对の歯車の接触領域の中心について対称位置にある 2 つの接触線より内側に延びる、請求項 1、2、3、4 または 5 に記載の一对の歯車。

30

【請求項 37】

歯の対の剛性曲線の負荷および無負荷勾配は共に S 字型であり、各勾配のたわみ点は同期長の端部点である、請求項 6 に記載の一对の歯車。

【請求項 38】

前記プロファイルリリーフによって占有されるフィールドエリアもまたクラウニングを有する、請求項 34 に記載の一对の歯車。

【請求項 39】

前記同期長は法線ピッチの偶数倍であり、かつ、その中央のクラウンは、少なくとも該同期長のいずれかの端部におけるクラウンの中央部分と同程度に短かい中央部分を有する、請求項 34 に記載の一对の歯車。

40

【請求項 40】

プロファイル接触比がある整数よりも若干大きく、かつ、前記接触に起因する前記一对の歯車にかかるピーク負荷におけるかみ合いたわみの半分未満の大きさを有するプロファイルリリーフが設けられる、請求項 35 に記載の一对の歯車。

【請求項 41】

プロファイル接触比がある整数よりも若干小さく、かつ、プロファイルリリーフが全く設けられない、請求項 35 に記載の一对の歯車。

【請求項 42】

50

前記歯はたて方向にテーパ状にされている、請求項35に記載の一对の歯車。

【請求項43】

前記歯のトップランドは錐台表面にある、請求項35に記載の一对の歯車。

【請求項44】

前記歯車は共に、それらの表面の中央部分内に、修正がなく、かつ互いに少なくとも1ピッチ角異なる位置の間で放射状に延びる連続的な線を有する、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項45】

無補正の歯の対の剛性曲線は非対称であるが、前記同期長の端部においてほぼ同等の歯の対の剛性を生じる互いに異なるクラウンを前記歯車が有する、請求項6に記載の一对の歯車。

10

【請求項46】

無補正の歯の対の剛性曲線は非対称であるが、前記第2の歯車の前記歯のうちの前記最初に接触した歯についての前記負荷勾配の内側端部においてほぼ同等の歯の対の剛性を生じる互いに異なるクラウンを前記歯車が有する、請求項6に記載の一对の歯車。

【請求項47】

前記一对の歯車の一方の歯の数は、該一对の歯車の該一方の歯の臨界数から4歯、好ましくは2歯以内である、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項48】

前記一对の歯車のいずれもその最小のトップランドが、0.3モジュール未満、好ましくは0.26モジュール未満の横断幅を有する、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

20

【請求項49】

前記一对の歯車のプロファイル接触比は、臨界のプロファイル接触比から0.1、好ましくは0.05以内である、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項50】

前記一对の歯車の一方の歯先と該一对の歯車の他方の歯底との間の最小のすきまは0.25モジュール未満、好ましくは0.20モジュール未満である、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項51】

歯の数、歯の比率、および前記クラウンの前記中央部分の長さは、自己補完的な歯の対の剛性曲線を生じるような値を有する、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

30

【請求項52】

前記一对の歯車の一方にはクラウン形状のばらつきがない、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項53】

前記一对の歯車の前記一方のピッチ直径は、少なくとも該一对の歯車の他方程度の大きさである、請求項52に記載の一对の歯車。

【請求項54】

前記一对の歯車の前記一方は、前記クラウンが接触領域の幅のほぼ全体を占有する中央部分を有する複数の位置をもち、かつ、該一对の歯車の他方は、該複数の位置とかみ合うと同時に前記中央部分が該一对の歯車の該接触領域の幅のほぼ全体を占有するクラウンを有する位置をもつ、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

40

【請求項55】

前記一对の歯車のそれぞれの歯の厚みは、軸方向においてテーパ状にされている、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項56】

最も短い中央部分を有する2つのクラウンは共に、前記一对の歯車の一方の歯車上にあり、該一对の歯車の該一方の歯車の異なる位置にある、請求項1、2、3、4または5に記

50

載の一对の歯車。

【請求項57】

前記一对の歯車の一方の表面上の全ての位置において、該一对の歯車の接触領域の幅のほぼ全体を占有する中央部分を前記クラウンが有する、請求項1、2、3、4または5に記載の一对の歯車。

【請求項58】

かみ合う一对の歯車をなす第1の歯車と第2の歯車とのうち少なくとも一方の歯車の歯を形成する方法であって、該第1の歯車は少なくとも1つの第1の歯を有し、該第2の歯車は少なくとも1つの第2の歯を有し、該第1の歯車の該少なくとも1つの第1の歯は、少なくとも第1の接点と第2の接点とを有し、該第1の接点は、該第2の歯車の該少なくとも1つの第2の歯と接触し、該第2の接点は、該第2の歯車の該少なくとも1つの第2の歯のうちの別の第2の歯との接触し、該方法は、

(1) 該第1の接点に対応する少なくとも第1の位置と、該第2の接点に対応する少なくとも第2の位置との異なる位置において、該少なくとも1つの第1の歯の表面の直線から異なる量のポジティブな修正分だけ変位したプロファイル部分を有する横断プロファイルと、(2) 中央部分および該中央部分と角をなす2つの外側部分を含む少なくとも1つの第1のクラウンとを有するように該表面を形成する第1のステップと、

該プロファイル部分を除去し、またそうする際に該少なくとも1つの第1の歯の少なくとも該第1の位置において該第1のクラウンの該中央部分を延長し、複数の異なるクラウン比率を生じる第2のステップと

を包含する、方法。

【請求項59】

前記第2のステップにおいて、前記少なくとも1つの第1の歯の少なくとも前記位置において前記中央部分が延長される、請求項58に記載の方法。

【請求項60】

前記少なくとも1つの第1の歯と前記第2の歯車の前記歯のうち最初に接触した歯とが最初に接触する歯接触始点と、次に接触する歯接触副点との間で規定される負荷勾配の中心位置と、該少なくとも1つの第1の歯と該第2の歯車の該歯のうち最後に接触した歯とが最初に接触する歯接触始点と、次に接触する歯接触副点との間で規定される負荷勾配の中心位置との間の距離は、同期長として規定され、該同期長に沿って前記一对の歯車の歯の対の剛性が変化するように、前記第1および第2のクラウンが位置付けられており、該少なくとも1つの第1の歯と該第2の歯車の該歯のうち最初に接触した歯とが次に接触する該歯接触副点は、該一对の歯車が、該歯車が回転する際に接触する歯の対が最小数である歯の対を有する場合に、該第1の歯と該第2の歯車の該歯のうち最初に接触した歯との間の接触領域内に存在し、該歯接触副点は、該歯接触始点に最近接となる該領域内の点であり、

該少なくとも1つの第1の歯と該第2の歯車の該歯のうち最後に接触した歯とが次に接触する該歯接触副点は、該一对の歯車が、該歯車が回転する際に接触する歯の対が最小数である歯の対を有する場合に、該第1の歯と該第2の歯車の該歯のうち最後に接触した歯との間の接触領域内に存在し、該歯接触副点は、該歯接触始点に最近接となる該領域内の点であり、請求項58に記載の方法。

【請求項61】

前記第2のステップにおいて、前記同期長の端部を越えるものを除いて全ての位置において前記中央部分が延長される、請求項58に記載の方法。

【請求項62】

前記第1のクラウンの大きさは、前記ポジティブな修正の量の中で最大のものにほぼ等しい、請求項58に記載の方法。

【請求項63】

前記中央部分の長さは前記一对の歯車の前記一方の幅の10パーセント未満である、請求項58に記載の方法。

10

20

30

40

50

【請求項64】

パワー伝達または運動伝達歯車装置アセンブリにおいて使用される歯車を形成する方法であって、該歯車は複数の歯を有し、該歯のそれぞれはクラウンをもつ歯面を有し、該方法は、

該歯面上に該クラウンを形成するステップであって、該歯の選択された位置における該面の幅寸法未満になるように幅寸法を選択し、これにより、該歯車装置アセンブリにおける伝達誤差を低減するステップを包含する方法。

【請求項65】

ゼロ伝達誤差を生じるように選択された位置における幅寸法で前記クラウンを形成することによって前記形成ステップが達成される、請求項64に記載の方法。

10

【請求項66】

選択された幅寸法を有する中央クラウン部分および該中央クラウン部分の両側から下向きに角度が付けられた2つの外側クラウン部分を有するクラウンを形成することによって前記形成ステップが達成される、請求項64または65に記載の方法。

【請求項67】

前記中央クラウン部分および前記2つの外側クラウン部分を平面状の部分に形成することによって前記形成ステップが達成される、請求項66に記載の方法。

【請求項68】

歯の負荷の変化について一定の歯のかみ合い剛性を生じるように選択された量だけ前記中央クラウン部分に対して角度が付けられるように、前記クラウンの前記2つのクラウン部分を形成するステップを含む、請求項66に記載の方法。

20

【発明の詳細な説明】

発明の背景

1. 発明の分野

本発明は歯車の歯の形状に関する。具体的には、全ての負荷において伝達誤差を排除し、それにより、全ての負荷において負荷の動的な増分をも排除する特性を有する歯車装置に関する。これにより、歯車のノイズの主高調波が排除され、また、トルクキャパシティも大幅に増加する。本発明は、歯車を従来の歯車よりも安価にするような方法で製造可能な改良型の歯の修正という手段によって、これらの望ましい性能特性をどのように達成するのかを開示する。

30

2. 従来技術

本発明は、米国特許第5,083,474号（以下、参考文献1）および同一出願人による同時係属出願であり特許証発行料金納付済みの米国特許出願番号第08/043,375（以下、参考文献2）に開示される概念への追加および改良を包含する。参考文献2は先行技術ではなく、本出願人がその内容の全てを参考として本出願に引用するものである。「ゼロ伝達誤差」（ZTE）歯車装置と呼ばれる参考文献1に開示される歯車装置の特別な性能の利点は、大幅に低減されるノイズである。「ゼロ動的増分」（ZDI）歯車装置と呼ばれる参考文献2に開示される歯車装置の特別な性能の利点は、実質的に向上したトルクキャパシティである。しかし、これらの性能の利点は共に、2つの欠点をもった手段によって達成されたものである。引用される参考文献の開示内容の1つ目の欠点は、提案されたクラウン形状にある。参考文献1の図10および参考文献2の図6は、歯幅の中央線から始まる滑らかで連続的な曲線であるクラウン形状を開示する。これらの曲線の一般的な数学的形状は、 Ax^n のバリエーションの連続的な指数曲線の形状である。このようなクラウン形状には3つの困難点がある。つまり、（1）パラメータがAおよびnの2つしかないため、これに基づいたクラウン形状には静的伝達誤差がゼロとなる精密点が2つしかない、（2）この2つのパラメータは1つの式で互いに固定されるため、どちらのパラメータも単独では反復され得ない、そして（3）必要とされるのは線形に近い負荷たわみ曲線であるが、歯車の歯のたわみの6つの原因の中で非線形なのはHertzたわみ1つだけであるため、このクラウン曲線の基本放物形状には非線形の負荷たわみ曲線を生じる傾向がある。

40

参考文献1および2の開示内容の2つ目の欠点は、「ディファレンシャルクラウニング」

50

と呼ばれて提案された特別な歯の表面の修正パターンが、一般に「位相補正」と呼ばれる特別な形状であることである。残念なことに、直接的にあるいは特別に設計されたシェーピングカッタの製造によって位相修正を形成する能力をもった研削機は1つしかない。この特別な研削機を作っていた会社はその製造を止めている。これらの研削機は世界中でも30個あるいは40個程しか存在せず、そのほとんど全ては、従来のシェーピングカッタを研ぐために自社内でそれらを使用する会社が所有している。この特別な位相研削機は、このような供給不足にあり、また、ゆっくりと一点一点修正を形成するので、新しい歯車装置を作る製造コストは従来の歯車装置の製造コストよりも高くなる兆候にある。

上記参考文献1および2に加えて、米国特許第3,982,444(以下、参考文献3)もまた関連する先行技術として考えられる。

10

発明の要旨

本発明の第一の目的は、ディファレンシャルクラウニングが、従来の歯先および/または歯底リリースに代わって一般に使われる代替物を提供することができるほど簡単である歯車装置の形状を開示することである。これは、重大な目的である。なぜなら、従来のリリースの形状を有する歯車は3つの重要な欠点をもっているからである。1つ目の欠点は、このような修正は全ての場合において「負荷固有」であることである。つまり、このような歯車は、負荷がかかった時の歯のたわみの作用を相殺するための歯の横断プロファイルの与えられた修正であり、また、弾性たわみは負荷に固有に依存するので、従来のプロファイル修正では、ある大きさの負荷においてのみ均一な速度比を得る設計しかできない。設計負荷とは異なる負荷では伝達誤差が増加する。従って、本発明の主要な目的は、実質的に同程度で簡単かつ全ての負荷においてゼロまたはゼロに近い伝達誤差を生じる修正の形状のために、「負荷固有」型の修正をほとんどまたは全て排除することである。この改良された修正の形状によって、歯車装置は課せられたあらゆる負荷に対して同等に適したものとなる。全歯車装置の約90%は、変化するトルク負荷の影響を受けるため、この「全ての負荷」の特徴は、ほとんど全ての歯車装置の応用例において利点大きい。

20

従来の歯先および/または歯底のリリースを有する歯車装置の2つ目の欠点は、全ての場合においてそれが「高調波固有(harmonic-specific)」であることである。なぜなら、それは励振の第1高調波の原因である伝達誤差ピークを低減するに過ぎないからである。従って、本発明の目的の1つは、煩雑さやコストを増大させることなく歯車の励振のメイン高調波および(歯の接触周波数の1倍および2倍での)ノイズを両方排除できるディファレンシャルクラウニングの形状を開示すること、並びにこれを全てのトルク負荷について行うことである。

30

従来の歯先および/または歯底のリリースを有する歯車装置の3つ目の欠点は、設計負荷とは異なる全ての負荷において増加した伝達誤差を生じるのと同じ特性によって、歯車装置が、製造の最大誤差に対して極端に敏感になることである。この理由は、技術論文 *Differential Crowning: A New Weapon against Gear Noise and Dynamic Load* (以下、付録A)に説明されている。本発明の別の目的であるこの極端に高い感度の排除は、本明細書に開示されるディファレンシャルクラウニングの改良された形状の補助によって達成される。

しかし、本発明の最も重要な目的は、参考文献1および2に開示されるZTEおよびZDIの特別な形状であって、世界中の何千もの歯車業者で稼働している何万ものホバ(hobbers)、形削り盤、シェーバ(shavers)、ホーニング盤(honers)、ラップ盤(lappers)、非位相研削機(non-topological grinders)などのどの上にもでも製造できるものを開示することである。さらに、どこにもでもあるこれらの歯車作成機で製造された場合、この特別な形状の製造サイクル時間は、同じ機械で作成される従来の歯車装置にかかる仕上げコスト以下に仕上げコストを抑えるほど短い。従って、ZDI歯車装置のより大きなトルクキャパシティのために、新しい歯車装置の「パワー密度」ベースでのネットコストは従来の歯車装置よりも大幅に安くなる。

40

【図面の簡単な説明】

図1は、本発明を実施するかみ合う歯車の対偶の部分的な断面であり、横断歯プロファイ

50

ルを示し、また、様々な相補的な図の方向を示している。

図2は、接触パスに沿った横断変位の関数としての歯の対偶の剛性の典型的なプロットの左半分のグラフである。(この図の水平方向の尺度は図1、8、9および10の約5倍である。)

図3は、本発明に利用されるリードクラウンの1つの形状についての典型的な検査チャートの形態のダイヤグラムであり、2つの区分点でつながる3つの部分から成る。

図4は、平歯車の歯の等角図であり、リード修正がないときの負荷の分布を示す。

図5は、典型的な平歯車の歯の同様の図であり、ディファレンシャルクラウンが導入されたときのある転がり角における負荷の分布を示す。

図6は、図3に示されるようなクラウン曲線について、歯の対偶の剛性とその最大値の比が、中央部分の長さ全体との歯幅の比に伴って、ある転がり角においてどう変化するかを示すグラフである。 10

図7は、図3の検査チャートのいくつかの代替例の検査チャートを縮小した尺度で示すものであり、これらも本発明を実施し得る。

図8は、平歯車の対偶の接触領域のダイヤグラムであって、(歯先および/または歯底の)プロファイルリリーフを利用し得る縮小された領域を斜線部で示す。

図9は、はすば歯車対偶についての図8に類似のダイヤグラムである。

図10は、六角形の接触領域についての図8に類似のダイヤグラムである。

図11は、本発明によって製造される歯車の歯のプロファイルチャートであり、図2にプロットされているような歯の対偶の剛性曲線を有する応用例の場合の第1段階つまり「ラフ」カットの後のポジティブな修正を示す。尺度は図2の約半分である。 20

図12は、第2段階つまり「仕上げ」カットの後の図11のプロファイルチャートである。

図13は、図11および図12のプロファイルの端面図であり、材料の除去の第1および第2段階の後のクラウン形状がそれぞれ破線と実線で示されるように重ねられている。

図14は、接触比が高い応用例についての図11のようなプロファイルチャートである。

図15は、はすば歯車対偶についての図11のようなプロファイルチャートである。

図16は、図15のはすば歯車対偶についての図13のような図である。

図17は、ディファレンシャルクラウンの特別な形状を有する実施形態についての、図13のような図である。

好ましい実施形態の説明 30

詳細に図面を参照すれば、図1は、歯車の対偶12、14を通した部分横断部であって、本発明を実施する典型的な歯11、13を示しており、矢印は、動きの方向(「横断」の方向)を示す。かみ合っている対偶のより小さいほう(ピニオン12)上の歯11およびかみ合っている対偶のより大きいほう(ピニオン14)上の歯13は、始点Sから終点Eに伸びる接触のパスを含む圧力線15に沿って接触している。歯11、13の有効な高さは、ピニオン12および歯車14の歯先円16、17においてそれぞれ終わっており、点SおよびEの圧力線15に沿った位置を決定し、これがこんどはプロファイル接触比を支配する。ハブ、ウェブ、リム、キー溝などのピニオン12および歯車14の他の特徴は、標準的なものであるため簡明さのために省略する。

図1の曲がった矢印は、図8、9および10の方向を示し、これらは、平歯車およびはすば歯車それぞれの典型的なかみ合う歯の歯係合の線によって動かされる接触の領域の図である。これらおよび他の図において、3つの直線計測座標 x 、 y および z が用いられる。もちろん、 x 座標は、図8、9および10において示されるように軸の方向における点の位置を規定する。この方向に垂直で、図1において線15上の接点パスS-Eに沿った接点の動きの方向における位置を規定するのが z 座標である。直交座標の系において、3つ目の変数 y は、これら x および z の方向に垂直である。しかしこの明細書においては、 y のディメンションを用いる異なる系が採用される。すなわちこれは、理論的に理想的なプロファイルまたはリード曲線への修正を表し、これは z 座標と同じ方向であり、つまり、動きの方向(「横断」の方向)である。加えて、これらの修正を y 方向において表現するのに用いられるスケールは、 x および z について用いられるものよりもずっと大きい。 x および 40 50

zの表現のためのスケールは、典型的には1:4および4:1のあいだであるが、いっぽうyについてのスケールは、通常、500:1および2000:1のあいだである。したがってxまたはzの関数としてのyのプロットは、「図」または「グラフ」というよりも「ダイヤグラム」または「チャート」とよばれ、それらは、商業的な歯車検査機械によって通常つくられる「検査チャート」とよばれるものと同一である。インポリュート歯車装置については、プロファイルつまり「インポリュート」ダイヤグラムのz方向における距離の等しい増分は、ころがり角(ラジアンでの)倍の基準半径の等しい増分に対応する。よってz方向における点の位置は、図1の圧力線15のような線に沿った直線的な変位の関数z、またはzに線形に関係づけられて、定数である基準半径の乗数によってだけ変化するころがり角の関数としてみることができる。

10

プロファイルつまりリードダイヤグラムは、所望のある特定の修正yを特定するために用いられる。また、場合によっては、プロファイルつまりリード検査チャートは、yが純粹のインポリュートプロファイルを表現する直線からの大きく拡大された偏位として示されるプロファイルダイヤグラムまたはチャートと、yが「直線母線」とよばれる直線からの大きく拡大された偏位として示されるリードダイヤグラムまたはチャートとを確かめるために用いられる。yのこれらふたつの値は、ピニオン12および歯車14について加算的であるので、接触領域におけるそれぞれの点における修正の合計は、4つのy要素の和である。同時にそれらは、いわゆる「初期分離」とよばれるものを接触領域のその点において構成する。初期分離が伝達誤差に及ぼす効果は、その分離が導入されることによって、好ましいこともあるし、好ましくないこともある。なぜそうなのかは、付録Aにおいて説明

20

され、図2、3および6に関連してもさらに説明される。図2のグラフは、歯の対偶の剛性kを、動きの方向(すなわち「横断」の方向)における変位zの関数としてプロットした対称的なダイヤグラムの左半分を示す。このプロットは、本明細書において「無補正」とよばれる剛性曲線21および参考文献1および2において「ディファレンシャルクラウニング(differential crowning)」とよばれたものによってその剛性が改良された第2の曲線22を含む2つの剛性曲線を示す。曲線21における最も大きな改良点は2点ある。すなわち(1)剛性が、z軸における点jに対応するころがり角で増分f-bだけ減少されていること、および(2)剛性が、点kに対応するころがり角で増分c-dだけ増加されていることである。無補正曲線21の部分e-fは、歯先および/または歯底のリリーフによって線a-bへと低められ、これは参考文献1および2に

30

において「同期長」(従来の歯車装置においては、ディファレンシャルクラウニングが用いられておらず、よって歯先および/または歯底のリリーフは、通常、接触のパスの端aから2倍の距離である単一歯接触最高点(Highest Point of Single Tooth Contact)「HPS TC」で始まる)として参照されるものの端である点bより先に延びない。jおよびkにおける剛性補正およびそれらに隣接する領域が、曲線21をその左半分が点a、b、dおよびgを含む22のような曲線に変換する。このような曲線は、「定かみ合い剛性曲線(constant mesh stiffness curve)」、またはその最適なかたちの「自己補完曲線(self complementary curve)」とよばれる。このような曲線は、整数個の法線ピッチ(base pitch)によってそれからオフセットされる同一の曲線に加えられるとき一定のかみ合い剛性を与えるという独特の特性をもつ。この特性をもたらすために、「負荷勾配」

40

a-dは、隣接する歯の対偶の「無負荷勾配」m-kにそれらの共通の midpoint bで交わることによって、補正された剛性部分d-gと同一直線上にある一定の結合された剛性部分m-n-dをつくらなければならない。その結果、静的かつ動的な伝達誤差が実質的にない歯車のかみ合いが生まれ、それによりどのような速度においても動的な増分や歯車ノイズが大きくは生じない。しかし歯車の歯のたわみが負荷について線形ではないので、図2は、ある特定の負荷にだけ有効であることに注意されたい。すなわち、負荷が2倍になるとき、たわみは完全に2倍にはならず、典型的には、1.90から1.95の範囲である係数によって増加される。このことは、十分に効果的であるためには、点jのころがり角における歯の対偶の剛性を低減させるために用いられる特定のディファレンシャルクラウニングが2つのことをしなければ

50

ならないことを意味する。すなわち(1)全負荷における歯の対偶の剛性を特定の量だけ減少させなければならないこと、および(2)負荷が軽いときには剛性を少しだけ減少させなければならないことである。これら2つの要求を満足させるためには、クラウンは、2つの部分をもつ必要がある。すなわち(1)全体の歯の対偶の剛性を制御する主部、および(2)負荷の変化に対して少量の調整を施す副特徴である。これらの要求のふたつにあうクラウン形状は、図3に示される。

物理の世界ではしばしばそうであるように、機能の差は、形状の差を要求する。図3に示すクラウンは、「歯端リリーフ(tooth end relief)」とよばれるものとよく似ているが、その目的は、従来の歯端リリーフのそれと異なっており、その結果、クラウンの比率は異なっており、あるところがり角と、別のところがり角でも変わる(「ディファレンシャルクラウニング」)。本発明を実施する歯車装置において用いられるクラウニングのごく一部は、歯端の負荷を低減するはたらきをするが、クラウンの大半は、負荷をできるだけ広く分散させれば剛性は最大になり、1点負荷を採れば最小になるという事実を利用して、歯の対偶の剛性を制御するために導入される。

この種の効果の一例は、簡単に支持された梁のたわみのための方程式において見られる。負荷が中心に集中するときには、たわみは、同一の負荷が梁の全長にわたって均一に分散されるときなたわみよりも60%大きい。同様の効果が図4および5に示されるような歯車の歯においても存在する。図4においては、リード修正またはリード誤差がないときの負荷分布のダイヤグラム42とともに典型的な平歯車の歯41が示される。もし歯幅Fがピニオンおよび歯車について同じであり、かつ軸方向オフセットがないなら、歯端における負荷が通常、歯の中心における負荷よりも2、3パーセント小さいが、領域42は本質的に四角形である。

図5には、同じ歯(51)が示されているが、しかしこの場合は、使用表面は、ディファレンシャルクラウニングを有しており、その結果、負荷がかけられる幅Wが減少している。示されている特定のところがり角については、負荷分布ダイヤグラム52は、やはり実質的に四角形であり、図4のダイヤグラム42と同じ総面積を有してはいるが、四角形の比率が異なる。上述の理由により、より狭い負荷分布q-rが、図4の分布より大きく歯をたわませる。一定のかみ合い剛性をつくるためのディファレンシャルクラウニングを用いる概念の基礎をなしているのは、歯車の歯のこの特殊な特性である。

図5は、またふたつの点線53、54を示しており、これらはさまざまなところがり角における区分されたクラウン(図3)の中心部分の端の軌跡である。図2に示すように、点jのところがり角において一定のかみ合い剛性を得るためには、歯の対偶の剛性kは、増分f-bだけ低減されなければならない、そのため負荷がかけられる幅Wは小さい(q-r)。図2の点kのところがり角において、歯の対偶の剛性は、増分c-dだけ増加されなければならない。これは、中心部分の長さをそれぞれ軌跡54および53上の点t"およびu"の間の距離にまで増加させることによってなされる(図13も参照のこと)。

図6は、歯の対偶の剛性値を、負荷がかけられた幅Wの一連の異なる値についてコンピュータシミュレーション出力によってつくられた曲線61を示し、最大の歯の対偶の剛性および最大の負荷がかけられた幅について正規化がされている。歯の対偶の剛性比がプロットされている特定の歯車セットについて、負荷がかけられた幅Wが全歯幅Fの50%であるとき、歯の対偶の剛性は、負荷がかけられた幅WがFに等しい場合の値の約80%である。図2の歯の対偶の剛性曲線を再び参照すれば、この剛性における20%の減少が剛性縦軸j-fを所望の縦軸j-bに減少させるのに必要となるものにほぼ等しい。

このように負荷がかけられた幅Wを狭くすることによって達成されたのは、2つの歯の対偶が接触しているときのかみ合い剛性を、1つの歯の対偶だけが接触しているときの値と同じ値にまで低減することである。加えて、点jのところがり角における剛性の減少が、負荷がかけられた幅Wにわたって初期分離に頼ることなく達成されているので、この減少は、実質的に負荷に依存していない。

上述のディファレンシャルクラウニングをおこなう2つの性能目標のうちの第1のものはこのように達成される。第2のものは、負荷の変化に少しの調整をおこなうためのもので

10

20

30

40

50

あって、外側部分 $q - p$ および $r - s$ が中央部分 $q - r$ に対して「区分角度 (articulation angle)」という角度をなす点 q および r におけるクラウン曲線31の区分の助けを得て達成される。これらの不連続性は、外側部分 $q - p$ および $r - s$ の傾きを、中央部分 $q - r$ の長さに依存せずに変化させることを可能にし、その結果、負荷の変化のためのかみ合い剛性の正確な調整をする特定の傾きを探すのに、わずかな繰り返ししか必要なくなる。最終的な結果は、そのクラウンが導入されている特定のころがり角についてすべての負荷において理想的な歯の対偶の剛性を与える独特なクラウンである。同様の手続が、接触パスの全長にわたって、どんなころがり角についても、つまりすべてのころがり角についても採られ、その結果、伝達誤差は、与えられたあらゆる応用に必要な程度だけ排除される。

10

図3に示される3つの直線部分からなるクラウンが、本発明の実施の形態が含む最も簡単なクラウンであるが、特定の応用例についてはいくつかの代替物がより適しているだろう。これらのいくつかは図7に示されている。例えば、もし区分点に隣接した負荷の量を減少させることが望まれるなら、中心部分には、クラウン71に示されるように少量の湾曲を与えてもよい。もし中間的な負荷において伝達誤差がゼロであるようなさらなる「精密点」をつくることが望まれるなら、外側部分には、クラウン72に示されるような少量の注意深く計算された湾曲が配されうる。もし図10の101のような六角形の領域をもつ歯車対偶におけるように、中心部分の長さが最大化され、または歯幅が歯先近くまで狭められるなら、外側部分および中心部分の間の区分角は、クラウン73に示すように90度になる。もし接触線が、図9に示すはすば歯車領域のように歯の端からはずれるなら、クラウン74

20

に示すように接触線および歯先における円周方向の間の角のように外側部分のうちのひとつが中央部分と大きな区分角をなしてもよい。もし歯車をつくるのに用いられる製造過程が丸い角をつくりがちであれば、外側部分および中央部分の間の区分は、クラウン75に示すように丸められうるが、理想的にはこの丸みは、中央部分および外側部分の両方の曲率半径よりも小さい半径であるべきである。ほとんどの場合において、外側部分是对称的である。すなわち一方は、実質的に他方の鏡像である。しかし、かさ歯車用のクラウンは、通常、クラウン76に示すように異なる長さの外側部分をもつ。

図8、9および10は、小さくされたスケールで、本発明を実施する3つの接触領域81、91および101を示す。これらのダイアグラムはすべて、網線によって、プロファイルリリーフがディファレンシャルクラウニングをもつ歯車対偶において用いられる縮小された領域

30

を示す。図2をふたたび参照すれば、従来の歯車装置は、通常、プロファイルリリーフが点 c (HPSTC) において始まるように設計されている。それによって負荷勾配のプロファイルリリーフ部分によって囲まれるころがり角の量が、本発明を実施する平歯車については、典型的には従来の歯車装置で囲まれるものの約半分になり、本発明を実施するはすば歯車については、クラウニングによって部分的にまたは完全に取って代わられうる。これは、追加の歯の対偶が接触しているときに存在する過度のかみ合い剛性を低減するために、点 b のころがり角において初期分離を用いることによりもたらされる、付録Aで述べられる重大な欠点を完全に避けることができることを意味している。ディファレンシャルクラウニングに基づく修正のシステムは、実質的に一定の歯の対偶剛性を与える。その結果、すべての負荷において等しく効果的であり、従来のパワートレインの歯車装置を特徴づ

40

ける製造誤差に対する極端な感度を排除できる。

図示されている81、91および101の3つの接触領域において、同期長は、点線 $b - b'$ によって示されるように1法線ピッチ P_b である。この点線は、また、 b から b' に延びる修正のない「高い線 (high line)」にも一致しており、すべての場合において特定されたどんなプロファイルリリーフもそれぞれの領域の中心84、94、104について対称位置にある2つの接触線82、83;92、93;102、103より先の領域に限定される。

図9に示される接触の領域は、はすば歯車のためのもので、歯は、ちょうどはすばかさ歯車のように、ピッチ線について傾いて配置されている。クラウンは、使用表面について垂直な平面にあり、それらの表面の直線母線と一直線である。プロファイルリリーフが使用可能である領域は方形であり、剛性曲線(図2およびその鏡像)の端点に対応する回

50

転角における点 a、a'は、領域95、96の端の境界を越えている。多くの場合、この種の領域は、プロファイルリリーフを少ししか設けないか、またはプロファイルリリーフをまったく設けずに設計される。なぜなら接触線は、対角線上にある両隅97、98において領域に入り、出るからであり、aおよびa'においてセンタリングされるクラウンの外側部分は、十分は勾配効果を与える。

図10は、参考文献2の図10に示されるような、その歯先面用の切妻形状をもつ平歯車のための六角形の領域を示す。本発明のこの実施の形態の特定の効果は、最適ではない潤滑で非常に長い運転をした結果、使用表面の修正部分がすべて磨耗してなくなっているにもかかわらず、bにおいて急斜面をもつクラウン（図7の73）によって可能となる剛性補正が維持できることである。接触領域用にこの切妻形状を用いることによる欠点は、ころがり角bおよびb'におけるクラウンの外側部分が実質的に中心部分に対して90度の角をなすので、それらは、低い負荷に対する微調整が可能ないように適応させることができないことである。

図10に示す六角形の領域は、実質的に参考文献3の図10に示す領域と同一であるように見える。これは、歯のシルエットが両方の歯車セットについて同じだからである。しかし修正は同じではない。なぜなら参考文献3の歯車で用いられるどのような修正も、基本的な誤解、つまり歯の対偶の剛性が、ほとんど接触線の長さのみに依存しているという誤解を反映しているからである。接触線の長さは、確かに歯の対偶の剛性、および図6に示す負荷がかけられた幅の比の間の関係におけるファクタになるが、コンピュータによる研究によって、より多くのことが関係することがわかっている。もし幅W（もちろん局所的な接触線長でもある）以外に関係するものが何もなければ、曲線61はグラフの左上隅から右下隅へと延びる直線になるはずである。曲線61は、明らかにこの特性をもっていない。なぜならこの曲線は、接触線長を説明しているばかりか、歯の負荷が加えられる高さの変化によってつくられるプロファイルリリーフ、リード修正および歯の剛性の変化をも説明するものだからである。（局所的なヘルツたわみ、および曲げおよび剪断に起因する歯の基本回転も歯の剛性に影響を及ぼすが、それほど重要ではない。）

歯の剛性の変形のこれらすべての原因を考慮に入れると、接触線長における所望の変化が単に図10および参考文献3の図10に示される逆V状ではないことがわかる。この基本形状は、ノズルレベルおよび負荷の動的な増分は、その使用表面がどのくらい磨耗しているようだが、従来のはすば歯車対偶よりも悪くならないことを確かめるのに有用である。しかしその運転の初期の数年のあいだ、実質的に従来のはすば歯車よりも優る平歯車の対偶をつくるためには、参考文献1または2において、または本明細書において定義されるように、対偶のうち少なくとも1つの使用表面のディファレンシャルクラウンが採用されなければならない。換言すれば、もし図10に示す種類の最大接触領域をつくるために歯の隅が除去されるべきなら、これは、図5の軌跡曲線53、54によって囲まれる歯の使用表面領域内の材料を少しでも除去することを避けるようになさなければならない。

先行する節においては、区分されたクラウンの2つ局面が述べられた。これらの局面は、（1）導入された異なるクラウンの数、および（2）これらの改良されたクラウン形状が与えられるさまざまなかたちのいくつかである。こんどは区分されたディファレンシャルクラウンの局面をさらに2つ説明する。すなわち（1）特定される量または大きさ、および（2）特定のクラウンが導入されるべき位置である。（本明細書におけるクラウンの「大きさ」ということばは、図3のpおよびqの間の垂直方向の距離およびq - rのように延びている中央部分の高点を含む水平な線を意味する。）クラウン部分の間の角が90度である上述の特別の場合を除き、どんなクラウンでも最大の大きさは、（1）全負荷におけるかみ合いたわみの半分、および（2）いずれかのクラウンの最小の大きさの3倍よりも大きくなければならない。有害な歯端負荷を避けるために、どんなクラウンでもその最小の大きさは、リード誤差および歯幅の半分にわたるずれの和よりも大きいことが望ましい。

図3を考慮すれば、外側部分および中央部分の間の与えられた角度について、特定の区分されたクラウンの比率は、中央部分の長さか、または大きさのいずれかによって定義され

10

20

30

40

50

うる。これらの特性のうち的一方が最大であれば、他方は自動的に最小であり、よって変換は簡単である。しかし設計上の目的のためには、中央部分の長さがいちばんクリチカルである。なぜなら歯の対偶の剛性は、ピニオンおよび歯車についての負荷のかけられた長さのより短いほうによってほとんど完全に支配される。その結果、もし剛性の増加が望ましいなら、噛み合っているクラウンの双方の中央部分の長さが最大化されなければならない。すなわち、中央部分の長さは、実質的に接触領域の幅全体を占有しなければならない。そしてもし剛性の減少が望まれるなら、中央部分のより短いほうだけが関連する。これらの特性は、ディファレンシャルクラウンが、図2の剛性曲線21を定噛み合い剛性曲線22に変換するために特定化されるときには、注意しなければならない。

これらの要件は、ディファレンシャルクラウンの特性が位置について特定されるときには、注意しなければならない。よって最も短い中央部分をもつクラウンは、同期長の端である図2の点jのころがり角に位置する。このクラウンも自動的に最も大きい大きさをもつ。同様に、最も長い中央部分をもつクラウンは、通常、負荷勾配の内側の端に位置する。すなわち点kのころがり角に位置する。上述の理由により、それは、最も小さい大きさをもつクラウンでもある。これら両極端のあいだで、同期長が、法線ピッチ長の奇数（図2ではこの奇数は1である）倍である実施の形態については、歯の対偶の剛性を点hのころがり角において支配する中間クラウンが存在する。この中間クラウンは、同期長のどちらかの端のころがり角におけるクラウンの中央部分よりも長い、負荷勾配の内側端のころがり角におけるクラウンの中央部分よりは短い中央部分をもつ。前のように、中央部分が長くなれば、大きさは小さくなる。

同期長が法線ピッチ長の偶数（通常は2）倍であるとき、歯車対偶は、「HCR」セットとして分類される。ここでHCRとはHigh Contact Ratio（高接触比）の頭字語である。参考文献2に述べられているように、ディファレンシャルクラウンの概念を実現するHCR歯車対偶は、多くの応用例において、「LCR」（Low Contact Ratio、低接触比）歯車対偶よりもわずかに大きいトルクキャパシティをもつ。ほとんどのHCRの実施形態は、2と3のあいだのプロファイル接触比をもつので、図8、9および10については、図示されている領域のそれぞれは、それぞれの図に示される線に平行で、領域の中心（84、94、104）を含む接触線をもう1本もつ。同期長が2倍になるので、 P_b で示す寸法は、 $2P_b$ になる。参考文献2で述べられた理由により、これらの追加される接触線は、外側の接触線（82、83;92、93;102、103）に与えられるのと同じ剛性補正をもたなければならず、剛性補正がなされるころがり角は、剛性のあらゆる増加、および剛性のあらゆる減少を同期させるものでなければならない。

これを実現するために、同期長の中心のころがり角におけるクラウンは、その対偶の1つでは、同期長のいずれかの端のころがり角におけるクラウンの中央部分と少なくとも同じぐらい短い中央部分をもつか、または、そのクラウンの大きさと少なくとも同じぐらい大きい中央部分をもつ。同様に、剛性の補正は、接触の中央線についてなされなければならない。このことは、歯車対偶のそれぞれの部材が、クラウンが実質的に接触領域の全幅を占有する中央部分をもつ少なくとも4つの異なるころがり角をもつ使用表面をもたなければならないことを意味する。もし負荷勾配に、参考文献2の図2で示すようなS字形が与えられるなら、剛性の最も大きい量は、点cの左にわずかにずれることに注意されたい。しかし一般に、最大剛性は、歯先負荷勾配の最も内側の4半円内のころがり角においてである。中央接触線のための剛性補正は、どんな場合にも、歯先におけるころがり角より1ピッチ角だけ小さいか、または歯底におけるころがり角より1ピッチ角だけ大きいころがり角においてである。（中央剛性補正のためのこれらの位置は、図14に関連して説明される。）

上述のLCRの実施形態におけるように、HCR歯車対偶のためのクラウンの中間剛性は、同期長の端のころがり角より半ピッチ角だけ小さいころがり角において、同期長の端のころがり角におけるクラウンの中央部分よりも長い中央部分（つまりより小さい大きさ）を特定することによって得られる。デフォルトでは、それは「最も長い」または「実質的に接触領域の全幅を占有する」として前に定義されたものほど長くはない。

10

20

30

40

50

本明細書の「発明の要旨」の部分において、本発明の目的の1つは、ディファレンシャルクラウンが「従来の歯先および/または歯底リリーフのために一般に使われる代替物を提供する」ことができるほど簡単である歯車のかたちを開示することであると述べられている。ディファレンシャルクラウンの概念は、伝達誤差および歯の係合のすべての位相における動的な増分をなくすために用いられうるが、多くの歯車装置の応用例ではそれほど要求が厳しくない。これらの応用例については、従来の歯先および/または歯底リリーフの制限のいくつかを簡単に補正することだけが求められる。例えばもし運転速度が第1高調波励振の臨界速度に近いなら、満足のいく性能は、図2における点bのころがり角における、またはその近傍の剛性誤差を補正することによって得られる。またはもし運転速度が少し遅く、第2高調波が最もやっかいであるなら、図2における点cのころがり角における、またはその近傍の剛性誤差を補正すれば、ノイズおよび振動の受容できる程度に減少させるだろう。

10

これらの簡単な改良のいずれかを達成するために、従来の歯先および/または歯底のリリーフ（本明細書においては、「プロファイルリリーフ」とよぶ）は、2つの特徴に置き換えねばならない。すなわち、(1)プロファイルリリーフが導入されるころがり角が、図8、9または10に示されるように実質的に半分に減少され、かつ(2)排除すべき特定の誤差のころがり角（図2における剛性増分 $f - b$ または $c - d$ ）においてディファレンシャルクラウンが提供されなければならない。上述のように、導入されたどんなプロファイルリリーフであっても、歯が「ピッチ線について傾いて配されている」かどうか、または「歯車対偶がLCRセットであるか、HCRセットであるかどうかにかかわらず、同期長の1端を含む接触線位置において始まらなければならない。

20

これらの位置固有の補正について、1よりも大きい歯車比をもつすべての歯車対偶において、無補正の歯の対偶の剛性曲線（例えば図2における21）は、非対称になってもよいことには注意すべきである。補正された、つまり「自己補完曲線」22は対称である必要があるので、これにより、ピニオンおよび歯車について、点jおよびk、および他の対偶の剛性曲線（不図示）の右半分上の相似点j'およびk'に対応するころがり角における歯の対偶の剛性を均一化する、相似ではないクラウンが通常は必要になる。

もう一方の極端の例では、簡単さを重視する限りでは、ただ2つまたは3つの異なるクラウンではなく、むしろ無補正の歯の対偶の剛性曲線（例えば図2の21）のすべての部分を参考文献1において「ゼロ伝達誤差曲線」（例えば図2の22）とよばれるものに変換するように比率が定められた連続したクラウンの列を導入する実施形態である。このような曲線のLCRの例は、点b、dおよびgおよび縦軸 $g - h$ についてのそれらの鏡像を含み、同期長における法線ピッチ長と同じぐらい多くのピッチ角を囲むころがり角の範囲にわたる一方、または双方の使用表面において、無限の数の異なるクラウンをもつことになる。

30

参考文献2で説明されるように、最大トルクキャパシティを可能にするある特定のゼロ伝達誤差（ZTE）剛性曲線が存在し、これは「自己補完的」剛性曲線とよばれる。トルクキャパシティを最大化するように運転する特定の特徴のうちいくつかを以下に述べる。すなわち(1)対偶のうちの1つの部材上の歯の数は、その部材についての歯の臨界数の4歯以内でなければならず、好ましくは2歯であり、(2)対偶のうちのいずれかの最も小さいトプランド（topland）は、0.3モジュールより小さい横幅をもっていなければならない、好ましくは0.26モジュールより小さい横幅をもち、(3)対偶のうちのひとつの歯の歯先と、そのかみ合い片の歯底との間の最も小さいすきまは、0.25モジュールより小さくなければならない、好ましくは0.20モジュールより小さく、(4)プロファイル接触比は、臨界プロファイル接触比の0.1以下であり、好ましくは、0.05である。最大曲げ応力およびヘルツ応力のバランスをとる「臨界歯数」は、よく知られた従来技術の概念であり、「臨界プロファイル接触比」は、本発明を実施する歯車装置に独特のものである。この概念は、誘起された曲げ応力およびヘルツ応力を最小化することによってトルクキャパシティを最大化する特定のプロファイル接触比を示すためのものである。もし図2、3および6を考慮すれば、追加される歯の対偶が点jのころがり角における負荷を分け合うことは明らかだが、もし剛性補正増分 $f - b$ が大きすぎると、歯の対偶の剛性比（図6）を要求ど

40

50

おりに減少させても、あまりにも短いのでヘルツ応力（およびときには曲げ応力）が過度になる中央部分長 W にわたって歯の負荷を集中させることになる。図1における縦軸 $a - e$ を最小化することは明らかに役にたつので、歯のトップランドおよび歯底のすきまは、最小化されなければならない。それ以上に、ころがり角が、点 j のころがり角ではなく、点 k のころがり角であるときに最も大きい応力が生じることを、どの歯の比率をとれば確かめられるかを調べるために、少なくとも3つのプロファイル接触比が比較されるべきである。

本明細書の先行する節は、歯の形状の最適化、利用されうるディファレンシャルクラウニングのさまざまな形状、および歯の使用表面上のどこにそのようなクラウンが位置づけられるかに関する疑問に焦点をあてた。しかしもし本発明が多数の応用例について従来歯車装置 10
装置に取って代わろうとするのなら、製造コストも、競争力のあるものにしなければならない。参考文献1および2において、ディファレンシャルクラウンを製造するために提案された方法は、歯を直接、仕上げるため、またはシェーピングカッタを製造し、それらをプランジシェーピングによって仕上げるために位相研削を利用することになっていた。これらの製造方法も、上述の区分されたディファレンシャルクラウンに応用できるだろうが、区分を存在させることは、より速く、より経済的な製造方法への道を開くものである。これは、位相修正をつくるために必要とされる非常にまれで高価な研削機だけでなく、従来の歯車製造工具のすべてで、歯車を製造できるようにする2段階手順である。区分されたディファレンシャルクラウンをつくるこの特別な2段階方法について、以下に図11～図 20
16を参照して説明する。

歯車製造の分野で最も広く承認されているタブーの1つは、「ポジティブナリリーフ」に関するタブーである。もし何らかの材料が、インポリュート使用表面上に突出しているのなら、その材料は、応力を高める潜在力のあるものであるもので、ほとんど常に避けられるべきである。しかし、ディファレンシャルクラウニングをもつように形成された歯車装置の場合には、ポジティブナリリーフを意図的に導入することが、製造技術における大きな躍進への鍵を提供したのである。

図11は、LCRの一例において、位相的研削の必要性を除くのにポジティブな修正が用いられ 30
ることを示している。従来の歯車製造機が、単一のプロファイルと単一のクラウンを有する歯車の歯を形成しうるように構成される。よって、従来の機械は、少なくとも従来の手順が用いられる時には、クラウンの形状が複数個ある歯車を製造することはできない。この制約を回避するために、以下に示すような2操作製造方法が考案された。第1の操作、すなわち、「荒削り」では、使用表面は、具体的に設計された共通のプロファイルにホブ切りされる。このプロファイルは、インポリュートチャート111 ($a - b - c - g - c' - b' - a'$)として図示されている。このプロファイルチャートの大半は、インポリュート線 $b - b'$ よりも上にある。よって影のつけられた領域の全体が、ポジティブな修正（すなわち、インポリュート線を超えて突出している余剰材料）を表している。全使用表面は、共通のクラウン131を有している。このクラウンは、図3に示されているクラウンに類似した区分されたクラウン形状として示されているが、図13の下側の部分に示されている中央部分 $q - r$ および外側の部分 $q - p$ および $r - s$ を含むものである。

「仕上げ削り」と呼ばれている第2の製造操作においては、ポジティブな修正部分は、ホブ 40
切り、シェーピング、ホーニング加工、研削などによりインポリュート線にまで下がるように除去される。図12に示されているように、歯先には短いリリーフ部分 $a - b$ をもち、歯底には短いリリーフ部分 $a' - b'$ をもち、実質的に純粋なインポリュートプロファイルチャート121 ($b - b'$)が製造される。ところが、この仕上げ削りの結果として元の均一なクラウニングに起こったことは、図13に示されているように、慎重に設計された形状の区分されたディファレンシャルクラウニングである。荒削り（図11）で形成されるポジティブな修正部分の量（インポリュート線からの偏差）は異なっているので、共通のクラウンは、 b (131)よりも c (133)および g (132)のほうが高くなる。よって、ポジティブな修正部分が除去された箇所では、クラウン132および133は、実際には頂部が除去されている。破線で示されている部分が除去され、実線で示されている部分のみが残る。仕上 50

げ削りの後、c および c' におけるクラウンは、図13において p - t - u - s とし
て示されている形状となる。もちろんこれは、剛性が最大であるクラウンの場合である。
なぜなら、その中央部分 t - u は、実質的に全ての歯幅を占有しているからである。
もう一方の端では、図11の b および b' におけるクラウンは、仕上げ削りには影響を受けな
い。よって、クラウン131と同様に、これらのクラウンも、中央部分 q - r が最も短くな
り、可撓性は最も大きくなる。その間には、図2の点 h のころがり角で必要とされる中間
的な剛性をもつクラウン p' - t' - u' - s' がある。なお、ポジティブな修正部分を除去して
も、外側の部分の傾きと同様に、すべてのクラウンの区分も残るが、これらの部分の長さ
が違ってくことは留意されたい。また、c で必要とされるポジティブな修正の量は、図
13から明らかである。仕上げ削りされたクラウンの中央部分が実質的に全歯幅を占有す
るためには、点 c のころがり角で必要とされるポジティブな修正の量は、第1段階のクラウ
ンの大きさに実質的に等しくなければならない。

10

図11に示されている第1段階のプロファイルチャートは、ディファレンシャルクラウニン
グをもつ歯車を製造する2段階方法において用いられうる多くの種類のそのようなチャ
ートの一例である。ピニオンにおいても、歯車においても、両方の部材で同一のホブを用い
ることができるようにするためには、ポジティブな修正を同じにするか、さもなくば、修
正のすべてを対偶の一方に対してのみほどこすようにすればよい。図11は、いずれの場合
でもありうる。もし両部材ともに修正を施すのなら、それぞれのころがり角でそれぞれの
部材に与えられる剛性化または軟化の量は、曲線111をトレースし、かつ、その中心点 h'
を中心としてそのトレースを180度回転させて、それぞれのころがり角でそれぞれの部材
に対してどのくらいの量のポジティブな修正があるかを示すことにより識別されうる。既
に述べたように、ころがり角 k で求められる最大剛性化が実現される。なぜなら、かみ合
いころがり角 k' でも剛性化は最大になるからである。

20

別の有用なタイプの第1段階のプロファイルチャート141が、図14に示されている。この
チャートは、HCRの実施形態用のものである。よって、点 b および b' のころがり角での剛
性の低下は、点 j のころがり角でももたらされる。この点は、同期長の両端 b、b' よりも
1法線ピッチ内側にある。このころがり角は、そのピッチ角分だけ、b ではより小さくな
り、b' ではより大きくなる。また、参考文献2の図2に示されているタイプのS字形の負
荷勾配 a - b - c および a' - b' - c' が用いられる。よって、高点（つまり、最大剛性点）
は、c、c' および i、i' からわずかに除去される。この曲線141は、かみ合わせ片でも反
復されうるが、そのかみ合わせ片は、特にそちらのほうが大きい時には、中央部分が実質
的に全歯幅を占めるようにも形成されうる。なぜなら、このようにしても、4つの高点の
すべてが、等しい剛性を有するクラウン形状で確実にかみ合わせられるようにできるから
である。仕上げ削りにより製造される歯の中央のプロファイルチャートおよび区分された
ディファレンシャルクラウンのパターンは、本質的には、図12および図13にそれぞれ示す
とおりとなる。

30

図15として示されているプロファイルチャート151は、はすば歯車対偶において（または
、はすばかさ歯車において類推により）実施されうる本発明の可能な数多くの変形例の1
つである。はすば歯車は、外側の接触線92、93の長さを変化させることにより、かみ合い
剛性を変化させることができる特殊な特徴（図9に示されている）を有している。このこ
とは、図2の点 b におけるころがり角での歯の対偶の剛性が、ディファレンシャルクラウ
ニングを必要としないことも意味している。この効果を生む特定のプロファイル接触比が
特定されれば、例えば曲線151のような第1段階のプロファイルチャートは、区分された
ディファレンシャルクラウン161、162（図16）の数が少なくなったものとして得られる。
しかし、もし前述したような第1段階の修正をなす2段階方法が採用されれば、少量の軸
テーパを導入することによって、歯の使用表面から段階的に高くなるように位置づけられ
たプロファイル151に対して所望の第1段階の修正をなすことができ、その結果、はすば
歯車技術においては、「取り付け角」と呼ばれている角度において、直線母線をたどるこ
とができることに留意されたい。単にホブを前後送りに比例させて前進させたり後退させ
たりすることによって、歯のテーパを製造する公知の方法（例えば、フランス国特許第52

40

50

1,076号)が利用可能となる。望みとあれば、両部材の歯に対して一定の全歯だけを維持できるように、歯先面をわずかに円錐状としてもよい。

図17は、図13(または図16)に類似したダイアグラムであるが、ディファレンシャルクラウニングを点aおよびa'にまで延長することによって、プロファイルリリーフの一部(ある種のはずば歯車またはうず巻き歯車の場合は、全部)が押しのけられる実施形態の場合である。これがなされると、ポジティブな修正(図11の曲線111、図14の曲線141、および図15の曲線151の下に影が付けられて示されている部分)の量は、例えば111、141および151のような曲線を、点aおよびbの間の垂直方向の距離だけ持ち上げることによっておよそ倍になる。共通のクラウン171の大きさは実質的に倍になるので、通常は歯幅の10%未満であり、極端な場合には長さが実質的にゼロになる中央部分q-rをもつことになる。図13のダイアグラムの場合のように、共通のクラウン171、172、173および174の破線部分は、第2段階の「仕上げ削り」により除去され、図13の場合と同じ中央部分の長さ、および基準となる歯の対偶の剛性曲線(例えば図2の21)を定かみ合い剛性曲線(図2の22)へと変換するのに必要な様々な歯の対偶の剛性比(図6)をもつクラウンが生じる。

本発明と、従来の歯車に対して「位相補正(topological corrections)」または「位相修正(topological modifications)」を施すための公知の方法とを区別することが重要である。このような補正は、たいていの場合、ギアボックスのねじり変形(torsional deformation)を補償する手段であるか、または、単一の特定された運転負荷に対するリリーフの最適な量を選択する方法(例えば、米国特許第5,315,790号)である。歯車の歯の使用表面に対するこのような従来の位相改良(topological alterations)は、伝達誤差およびノイズをほどほどに低減することを可能にするその場しのぎの修正法ではあるが、すべての負荷で、歯車対偶からの伝達誤差を設計する体系的な方法を構成してはいない。このことは、参考文献1および2ならびに本明細書に開示されている手段および方法によってのみなされる。参考文献1および2ならびに本明細書では、(1)歯の係合の負荷位相と無負荷位相との同期をとり、かつ(2)歯の対偶の剛性曲線を、その曲線自身に加わる曲線に変換して、かみ合い剛性の変化を排除する、特殊な歯の比率および修正を導入することによって、歯の対偶において一定のかみ合い剛性を実現する包括的なシステムを構成している。ディファレンシャルクラウニングの使用は、この新しい修正システムの一体を成す部分であり、伝達誤差の排除を、すべての負荷および速度において、確実に一様に効力あるものにするためには必須である。

本発明を区別するもととなるべき、もう一つのタイプの歯車の歯の形状がある。既に述べたように、歯端のリリーフは、しばしば歯車の歯端における曲げ応力を低減するのに用いられる。このことは、例えば、参考文献1の図10のクラウン曲線102に示されている。この端部リリーフタイプのクラウンと、図3に示されているクラウン形状との間の基本的相違点は、負荷がかけられる幅の比にある。図6の曲線61を参照すれば、前述した曲線102の場合のように、負荷がかけられる幅の比が約0.9よりも大きい時には、歯の対偶の剛性比は、1と「実質的な」差がないことがわかる。したがって、参考文献1に提案されているクラウンは、(1)剛性に実質的な変化をもたらす区分点(101、102、104)がないか、あるいは(2)中央部分(103、105)がないかのいずれかであるクラウンのみを含んでいる。参考文献1および2の歯車装置における剛性の変化は、区分されたクラウンのシステムの比率の変化によるものではなく、ひとえに、クラウンの湾曲の変化によりもたらされるものである。

上述した修正システムは、例えばねじ歯車のような単一の接触点をもついくつかの限定されたタイプは別にして、すべての歯車形状に適用可能である。以上の詳細な説明は、主に平行軸インボリュート歯車についてなされたが、その他の歯車形状に関して、上述したさまざまな特徴の解釈を変えることができることは、全く明らかなことである。例えば、本発明を実施するすくばかさ歯車、または、はずばかさ歯車における「同期長」は、明らかに、円弧に沿って測定されうる。あるいは、等角の(W-N)歯車装置では、この長さは軸方向で測定され、「ディファレンシャルクラウニング」が、円弧状の凹凸プロファイルに適用されうる。以下に列挙する請求の範囲は、歯の接触が1つ以上の線または領域のか

10

20

30

40

50

たちで起こるさまざまな歯車のタイプにおける本発明のすべての適用例を包含している」と解釈されるように意図されているものである。

以上の詳細な説明および後述する請求の範囲において、以下の用語は、以下の意味をもつものと意図されている。すなわち、「ディファレンシャルクラウニング」、「自己補完的」、「歯の対偶の剛性曲線」および参考文献において規定されているその他の専門用語は、それらの文献の場合と同じ意味をもっている。ただし、いくつかの例外または変形には留意されたい。「クラウン」は、たとえ修正がゼロである特殊の場合でもリード修正を意味しているが、「クラウン」がプロファイル修正として現れるW-N歯車装置は含んでいない。「負荷勾配」は、初期の歯の接触点を始点とし、低接触比の歯車では単一歯接触最高点（「HPSTC」）を終点とし、高接触比の歯車では二重歯接触最高点（「HPDTC」）を終点とする歯の対偶の剛性曲線の両端部分のいずれか1つである。「無負荷勾配」は、負荷が歯の対偶の剛性曲線からなくなる時の負荷勾配である。「同期長」は、（その平均ころがり角において）負荷勾配の midpoint を結ぶ、接触領域の中央において仮想的な横断y方向に延びている線であり、W-N歯車装置（その場合、同期長は、軸方向ピッチの整数倍である）の場合は除いて、法線ピッチの整数倍である。「負荷がかけられる幅」は、たとえば中央部分がわずかに凸であり、負荷が軽すぎて、その全長にわたる接触を生じない場合でも、区分されたクラウンの中央部分の長さである。「ポジティブなリリーフ」あるいは「ポジティブな修正」は、「研削代（grinding allowance）」や「シェーピング代（shaving allowance）」と本質的には同様に、理想のインポリュート線すなわち仕上げられた表面の上に突出しているか、非インポリュート歯車装置の場合は理論的に正しいプロファイル形状の上に突出している余剰材料を意味している。「第1段階」および「第2段階」（または2つの「ステップ」）は、一連の製造操作のことであり、ある場合、例えばガングホバ（gang hobber）が用いられる場合には、単一のパスで実行されるものである。長さまたは角度の単位の「整数」とは、全長または全角度を長さまたは角度の単位で割ったとき、その商がちょうど整数すなわち小数点以下がない数（whole number）になることを意味している。はすば歯車、または、はすばかさ歯車についての「負荷がかけられる幅比」は、軸方向であろうと接触線の方向であろうと、同一の方向で測定されるWおよびFの両方に基づいている。「実質的に」とは、20%よりも大きな違いがない、好ましくは10%よりも大きな違いがないことを意味している。「歯幅」とは、ある具体的なころがり角での歯車またはピニオンのすくい面の幅を意味しており、変化がない場合には最大歯幅を意味するものではない。ころがり角の位置のことをいう場合の「内側に」とは、同期長の中心のころがり角により近いことを意味している。

付録 A

ディファレンシャルクラウニング：歯車のノイズおよび動的な負荷に対する新しい武器

ウィリアム・S・ループロール

アクシコン・ギア・カンパニー、

カリフォルニア州、パークリー

パワートレイン歯車装置を修正する現在の方法には、3つの主要な欠点があり、それらの欠点のすべてが、伝達誤差の大幅な増大につながる。このような伝達誤差は、歯車セットの有用なトルクキャパシティを減じるばかりか、歯車のノイズの励振の主要な原因にもなる負荷の動的な増分を発生させるので、伝達誤差を増加させるものは何でも、歯車の性能を自動的に低下させ、歯車のコストを間接的に上昇させる。歯車のプロファイル修正を具体化する現在のシステムに内在するそれらの3つの欠点とは、（1）「負荷固有である」こと、（2）「高調波固有である」こと、および（3）製造時の最大誤差（inaccuracy）に対して非常に感度が高いこと、の3つである。

「負荷固有の」修正

全世界の歯車装置の大半は、非常に広い範囲の負荷を伝達することを要求される。例えば、全世界の歯車装置のおよそ4分の3を構成する車両推進用の歯車装置は、トルクを、利用可能なその頂点からゼロに至る範囲で伝達し、さらには逆方向にも伝達することを要求される。全世界の歯車装置の残りの4分の1の少なくとも半分、すなわち、車両以外の何

10

20

30

40

50

千もの応用例もやはり、負荷の広範な変化を受けている。

現在までのところ、トルクにおける主要な変化を伝達することを要求されるこの種の歯車装置にはすべて、「負荷固有である」修正、すなわち、ある特定の負荷に対しては正しいが、その他すべての負荷に対しては不十分であるか過剰であるかのいずれかである修正が施されている。このように最適ではない修正が伝達誤差の大幅な増大を発生させることは、AGMAによりその最も広く用いられている規格でも注記されている。すなわち、「弾性たわみ (elastic deflection) は負荷に依存しているので、歯車の歯のプロファイル修正は、ある負荷の大きさに対してのみ均一な速度比を与えるように設計されうる。この設計負荷と異なる負荷は、より大きな伝達誤差を生むことになる」(1)。

従来の歯先および/または歯底の修正を「負荷固有」にする原因となる物理的特性は、図 1、図 2 および図 3 に説明されている。図 1 は、ある特定のころがり角でのプロファイル修正により、初期分離 S を生じさせる対象である歯の対偶についての負荷/たわみ曲線である。この初期分離は、実質的に線形である負荷/たわみ曲線 $O - P_2$ を右側に距離 S だけシフトする。曲線 $O - P_2$ の傾きは、設計負荷 P_2 をその負荷における歯の対偶のたわみ w_2 で除算した値である k_2 である。曲線 $O - P_2$ をそっくりそのまま位置 $O' - P_2'$ にシフトすることによって、歯の対偶の剛性を表す直線の傾き k_2' が小さくなる。このように剛性を低下させることの目的は、単一の歯の対偶が接触している時と実質的に同じ接触を 2 つの歯の対偶がしている時に、かみ合い剛性を与えることである。この特性は、図 2 に図示されている。図 2 では、歯の対偶の剛性 k は、接触パスに沿った横断方向の変位の関数として (または、 z はころがり角と基準半径との積として変化するので、ころがり角の関数として) プロットされている。図が示しているように、曲線 $e - f - c - g$ における有効剛性は、リリーフの設けられた歯先部分 $e - c$ に比べて、影をつけて示された量だけ低下している。歯先および/または歯底のリリーフが正しい量だけ与えられれば、点 j のころがり角での剛性縦軸 $j - f$ は、 $j - b$ にまで低下する。これは、ころがり角 h での剛性 $h - g$ のちょうど半分であり、それによって、少なくとも設計負荷に対しては、歯の対偶の励振の第 1 高調波を発生させるかみ合い剛性をなくすることができる (図 2 では、簡単のために対称的なかみ合い剛性曲線が図示されている。歯車比が 1 よりも大きいとき、基準かみ合い剛性曲線は、非対称となる)。

この歯車の歯の修正システムが、低い負荷ではなぜ支障を来すかは、図 1 を再び参照すればわかる。設計負荷に対して理想の剛性 k_2' (図 2 では縦軸 $j - b$) を発生させた初期分離 S は、 P_2' を P_1' に減少させると、大幅に低減された剛性 (傾き) k_2' をもたらす。このことによる影響は、図 3 に示されている。図 3 では、剛性縦軸 $j - b$ は、 $j - b'$ にまで低下している。図 1 の直線 $O - P_2$ は、初期分離なしの基準となる歯の対偶の剛性は、実質的に一定である (すなわち、 k_1 と k_2 とは約 5 % を超える差はないので、実質的に一定の傾きを有している) ことを示している。しかし、分離 S があると、縦軸 $j - b'$ (k_2') の 2 倍である低減されたかみ合い剛性は、点 j のころがり角でのかみ合い剛性を、点 h のころがり角でのかみ合い剛性 $h - g$ よりもはるかに小さくする (すなわち、縦軸 $h - g$ の 95% にし、図 2 の歯の対偶の剛性曲線 $e - f - c - g$ を図 1 の曲線 $O - P_2$ の非線形性について補正する)。その結果、点 j のころがり角では、実質的な伝達誤差が発生される。

図 3 のような図は、伝達誤差を処理する際には極めて有用である。なぜなら、そのような図は、歯の対偶の剛性 k がプロットされている対象である負荷 P でのピークピーク値がどうなるかをグラフ的に示すからである。図示されているケースでは、理想の剛性縦軸 $j - b$ からの偏差は、剛性部分 $b - b'$ であり、この部分を 2 倍したものを負荷 P で除算すると、その結果は、点 j のころがり角で発生された伝達誤差となる。この剛性誤差は、回転の 1 ピッチ角ごとに発生し、歯車の対偶の励振の第 1 高調波をもたらす。

「高調波固有の」修正

従来の歯先および/または歯底のリリーフには、設計負荷以外の負荷では実質的な伝達誤差をもたらす点で「負荷固有」であるという欠点があるばかりか、「高調波固有」であるという第 2 の欠点もある。従来の歯先および/または歯底のリリーフは、ある負荷 (設計負荷) での伝達誤差を最小化することはできるが、あらゆる負荷で第 2 高調波をもたらす

10

20

30

40

50

伝達誤差を軽減することはできない。この欠陥について、図2および図3を援用してグラフィ的に説明する。

従来のパワートレイン歯車の対偶では、第2高調波の励振は、常に「単一歯接触最高点 (highest point of single tooth contact; HPSTC)」における伝達誤差によりもたらされる。図2および図3に図示されているケースでは、点kのころがり角での歯の対偶の剛性は、定義によれば、かみ合い剛性でもある。しかし、剛性縦軸k-cは、縦軸h-gよりも明らかに小さい。ここで、その差は、剛性部分c-dである。したがって、この剛性誤差を負荷Pで除算すれば、図2の点kのころがり角での伝達誤差が得られる。また、点aのころがり角でも等しい誤差(部分l-mをPで除算した値)がある。これら2つの誤差は、法線ピッチ(またはピット角)ほど離れてはいないので、歯車の対偶の励振の第2高調波をもたらず。

10

図2または図3のいずれから明らかなように、プロファイルリリーフの始点またはその大きさを変えれば、誤差部分b-fを変えることはできるが、設計負荷以外の負荷ではそれをなくすることはできない。また、従来のプロファイルリリーフは、いかなる形状のものであっても、誤差部分c-dおよびl-mをなくすることはできない。したがって、従来の歯先および/または歯底のリリーフは、第1高調波以外では、どの高調波に対しても効力がないと結論づけなければならない。また、既に述べた理由により、それは、ある特定のトルク負荷での高調波についてのみ有効である。

誤差に対する感度

「負荷固有」であり、かつ「高調波固有」であることに加えて、従来の歯先および/または歯底リリーフには、第3の重大な欠点がある。すなわち、従来のリリーフは、製造誤差に対して極めて感度が高いということである。このことは、図1の破線の部分からわかる。例えば、もし設計負荷における伝達誤差を最小化するように特定された初期分離Sが0.0003 (0.0075mm)であり、かつ、わずかな製造誤差0.0001 (0.0025mm)が加わっているのなら、点 P_1' は P_1 へと移動し、傾き k_1' は、3分の1だけ減って k_1 となる。これによって、図3の縦軸j-b'も3分の1だけ減少し、半誤差b-b'の長さは、その量だけ増加する。その結果、点jのころがり角における既に大きな伝達誤差は、製造誤差の増大と実質的に同じ比率だけ増大する。すなわち、図示されているケースでは、製造誤差0.0001は、同じ大きさの最大ピークピーク静的伝達誤差をおよそ100マイクロインチ(2.5マイクロメートル)に増加させる。

20

30

従来の歯先および/または歯底リリーフが、このように製造時の最大誤差に対して極端に感度が高いのは、ひとえに、点jのころがり角での初期分離を、そのころがり角でのかみ合い剛性を低減する手段として用いることに起因している。そのころがり角でかみ合い剛性が最大となる傾向がある理由としては2つある。すなわち、(1)歯の対偶の剛性曲線が対称であるか、またはほとんど対称であるので、このころがり角での曲線の傾きは、その曲線の反対側の半分(不図示)における対応する傾きと実質的に等しく、かつ逆となる。このことは、接触している2つの歯の対偶の剛性の変化率が、足すとゼロになるので、最大値または最小値を通るかみ合い剛性値を与えるはずであること、および(2)接触している歯の対偶の個数は、最大、つまり1つではなく2つであるので、この合計ゼロの傾きは、最小値ではなくむしろ最大値に関連づけられているはずであること、の2つである。これら2つの影響が組み合わされることによって、点jのころがり角では、伝達誤差が並外れて高くなるはずではないのなら、低減されるべき剛性のピークが、1ピッチ角につき1回だけ生じる。

40

歯先および/または歯底のリリーフにより生成される初期分離を用いてこの剛性のピークを低減するための現在優勢である慣例は、いまだに完全には理解されていないいくつかの結果をもたらす。既に述べたように、伝達された負荷の変化、または第2高調波を非常に重要なものにする運転速度範囲のいずれかを伴う用途にこのような慣例をあてはめることには、重大な欠点がある。しかし、製造時の誤差に対する感度の面から見た欠点は、一層深刻である。これは、歯車の歯は、非常に剛性が高いので、初期分離の量は通常、1万分の1インチ単位で測定されるからである。これが、従来のパワートレイン歯車装置の真の

50

急所を生むことになる。臨界ころがり角でかみ合い剛性を制御する臨界寸法は非常に小さいので、極めて近接した許容誤差を特定しさえすれば、伝達誤差の実質的な増大は避けることができる。もちろん、このことは、高いAGMA質番（AGMA Quality Number）に合わせて製造しさえすれば、ノイズおよび動的な増分が過剰になることは避けられることを意味している。

「すべての負荷用の」修正

上記3つの欠点のすべてを排除することができる、パワートレイン歯車装置の歯を修正するための新しい方法が、最近考案された(2)。この新しい修正法は、負荷固有ではなく「すべての負荷用」であり、高調波固有ではなく「すべての高調波用」であり、従来の修正法が製造時の最大誤差に対して感度が高いのと同じぐらい、最大誤差には感度が低い方法である。

10

優勢な形状のプロファイル修正の負荷固有の特性を排除するためには、従来の歯先および/または歯底リリーフは、歯の初期分離を導入するのではなく、歯の対偶の剛性を弾性的に増大させたり減少させたりする形状の修正法に取って代わられるべきである。このことを実現できることが見出された特徴は、「ディファレンシャルクラウニング」と呼ばれている。リードのクラウニングをもつ従来の歯車装置では、クラウニング曲線は、すべてのころがり角で同じである。「ディファレンシャルクラウニング」をもつ歯車では、事情は違ってくる。そうではなく、歯の対偶の剛性に実質的な影響を及ぼすクラウニングは、ある特定のころがり角で一定のかみ合い剛性を維持するために、剛性を高めるべきか、あるいは低めるべきかによって、増加もするし、減少もする。

20

軸方向で修正する場合には「リード修正」とも呼ばれるクラウニングは、多くの形状を有しうる。最も一般的な形状は、例えば、小さく湾曲した放物線または円弧の1部分のような連続した曲線である。歯車を設計する際にクラウニングをおこなう従来の目的は、歯端の負荷を軽減することであった。ここで、導入される湾曲の量は、予想されるリード誤差および/またはいずれに依存している。

物理の世界ではしばしばそうであるように、機能の差は、形状の差を要求する。「ディファレンシャルクラウニング」の目的は、歯端の応力を最小化することではなく、歯の対偶の剛性を制御することであるので、クラウニングの最良の形状は、図4に示されている。この形は、いわゆる「歯端のリリーフ」にかなり似てはいるが、この場合でも、従来の歯端のリリーフとは目的が違っているので、比率は全く異なるし、また、あるころがり角と別のころがり角では変化もする（「ディファレンシャルクラウニング」）。ある種のクラウニングは、すべての負荷用の歯車装置で歯端の負荷を低減するのに用いられうるが、その大半は、負荷をできるだけ広く分散させれば剛性は最大になり、1点負荷を採れば最小になるという事実を利用して、歯の対偶の剛性を制御するために導入される。

30

この種の影響の一例は、簡単に支持された梁の中心のたわみについての方程式を見ればわかる。負荷が中心に集中しているときは、たわみは、同一の負荷が梁の全長にわたって均等に分散されているときよりも60%大きくなる。同様の影響は歯車の歯に存在しており、図5にグラフ的に示されている。歯の対偶の剛性比がプロットされている対象である特定の歯車セットについて、負荷がかけられる幅Wが全歯幅Fの50%であるとき、剛性は、負荷がかけられる幅WがFに等しい時の歯の対偶の剛性の81%であることがわかる。図2の剛性曲線を再び参照すると、このように剛性を19%だけ低減することは、剛性縦軸i-fを所望の縦軸j-bへと低減するのに必要とされるものにおよそ等しいので、点jでのころがり角では、初期分離は全く必要なく、歯の対偶の剛性は、実質的に負荷に依存しなくなることがわかる。図1のダイアグラムから見れば、このように負荷がかけられる幅Wを狭くすることによって実現されることは、曲線O-P₂をその下の点Oを中心として数度だけ時計回り方向に回転させることとなる。

40

なお、負荷がかけられる幅Wを狭くすることによって縦軸j-fを補正することについては、これは、点jのころがり角での補正にすぎず、点hのころがり角jでの負荷がかけられる幅は、狭くする量を減らすか、あるいは全く狭くしないかのいずれかでなければならないことは注意すべきである。こういうわけで、この概念は「ディファレンシャルクラウ

50

ニング」と呼ばれているのである。このクラウニングは、 j である値をとるが、 h での値は違ってくる。「すべての負荷用の」修正の最も単純な例では、 h で負荷がかけられる幅は、全歯幅となる。

図4のクラウン形状の「端のリリーフ」部分 $p - q$ および $r - s$ の傾きおよび（もしあればその）湾曲は、 W/F 比ほど重要ではないが、どのような負荷でも伝達誤差がさほど大きくはならないように意図されている設計では、これらの端の部分は、必要な量の「微調整」を可能にするいくつかのパラメータの追加を許容する。

「すべての高調波用」の修正

もし、第1高調波ばかりではなく第2高調波も排除することが望ましいのなら、上述したものよりも少しだけ複雑な修正を利用することができる。そのようにしてもコストが増加することはないし、大半の設計では、必要な特徴は平常どおりに含まれることとなる。「負荷固有の」特性を排除するのに用いられるのと同じ完全に弾力的なタイプの特徴は、「高調波固有の」特性を排除するのにも用いることができる。既に述べたように、歯車の対偶の励振の第2高調波は、図2または図3の剛性誤差 $c - d$ および $l - m$ によりもたらされる。これらの誤差を排除するために、歯の対偶の剛性は、誤差 $f - b$ を排除するのに用いた方法と同じ方法、すなわちディファレンシャルクラウニングにより、図6の点 k のころがり角では増加する。剛性縦軸 $k - c$ は、 $k - d$ にまで増加させなければならない。この縦軸は、図6にプロットされた特定の剛性曲線 $e - f - c - g$ では、およそ15%だけ大きくなる。図5の曲線は、剛性を負荷がかけられる幅に関連づけているので、この曲線上で、その差が15%である縦座標をもつ任意の2つの点を用いることができる。どの2つの点が選択されても、それらの点の負荷がかけられる幅の比は、横座標の値により表される。

例えば、もし図5の曲線の左端の点をそれら2つの点の1つにとれば、負荷がかけられる幅は全歯幅になり、可能な限り最も高い剛性をもつクラウン（1.0の k/k_{max} ）が得られることになる。図5の曲線上の第2の点は、縦座標0.85をもつ点になるであろう。よって、この縦座標を与えるのに必要とされる負荷がかけられる幅の比は、約0.55となることがわかる。この比はまた、点 h のころがり角に対する負荷がかけられる幅の比ともなる。よって、点 j のころがり角では、以前に計算されたものよりも小さい負荷がかけられる幅の比が要求される。その点での新しい比は、上述した必要とされる剛性補正をなすためには、約0.35となる（これらの比は、もし、予想されるあるリード誤差にも適応可能とするために、図4の中央部分 $q - r$ をわずかに凸状とすれば、わずかに異なってくる）。

この設計では、第1高調波および第2高調波が共に排除されうるし、異なる3つのクラウンがあることになる。これら3つのクラウンを組み合わせる（特にこれらのクラウンを互いに滑らかに接合する）ことにより得られる効果としては、図6の歯の対偶の剛性曲線 $e - f - c - g$ をいわゆる「一定の結合された剛性曲線」に変換できることが挙げられる。このような曲線は、その曲線から整数個の法線ピッチだけオフセットされた同一の曲線に加えられたとき、一定のかみ合い剛性を生むという独自の特性を有している。 $a - b - d - g$ は、もし「負荷勾配」 $a - d$ が隣接する歯の対偶の「無負荷勾配」 $m - k$ と中点 b において交差して、補正された剛性部分 $d - g$ と一直線上にある、一定の結合された剛性部分 $m - n - d$ を生じるのなら、この特性を有する曲線の左半分であることがわかるであろう。その結果として、実質的に静的および動的伝達誤差のない歯車のかみ合いが得られる。よって、いかなる負荷においても、またいかなる速度でも、負荷や歯車のノイズの大きな動的増分はなくなる。

極端な感度を排除すること

従来の歯車装置の製造時の誤差に対する極端な感度については、既に述べた。このような感度は、ディファレンシャルクラウニングにより修正された歯車装置には全く存在しない。ある形状の修正が最大誤差に対して非常に感度が高いのに、もう一方がそうではない理由は、もし正確な剛性補正を実現しようとするのなら厳密に保持されねばならない寸法の大きさだけに起因するものではない。従来の歯先および/または歯底リリーフの場合、制御寸法は、すべての歯の仕様寸法の中で最小である。つまり、1万分の数インチの初期分

10

20

30

40

50

離である。

ディファレンシャルクラウニングにより修正された歯車装置の場合、点 j での剛性ピークがいかに正確に補正されるかを制御する寸法は、すべての歯の仕様寸法の中で最大である。つまり、数十分の 1 インチの負荷がかけられる幅である。このように 3 桁大きさが違うことにより、ディファレンシャルクラウニングをもつ歯車装置は、これにより取って代わられるべき従来の歯車対偶よりも AGMA 質番が 2、3 劣る正確さで製造することができ、しかもそれが示す伝達誤差も実質的に小さくなる。質番とコストとの間の関係は、Hirt (3) により記載されている。

トルクキャパシティ

歯の修正は、トルクキャパシティに大きな影響を及ぼしうる。例えば、もしクラウニングの量が多すぎると、歯の中心には過度の負荷がかかり、過剰なヘルツ応力が生成してしまう。一方、もしクラウニングの量が少なすぎると、リード誤差および/またはずれが、歯端に過剰な負荷を生成して、曲げ疲労破壊に帰結する可能性がある。同様に、もし伝達誤差が大きすぎれば、有用なトルクキャパシティから直接減じる値である動的な増分が、パワー密度の深刻な低下を招く可能性がある。このことは、共振またはパラメトリック共振に対する臨界速度での運転または臨界速度近傍での運転がおこなわれる時には、特にいえることである。

ディファレンシャルクラウニングにより修正された歯車の場合、トルクキャパシティの最大化は別の局面を有している。図 6 に図示されている例では、点 j のころがり角での負荷がかけられる幅の比を 0.35 に低減すると、歯全体の負荷を歯幅の 35% に集中させることになる。点 j で接触している歯の対偶は 2 つあるので、このことは、負荷が歯幅の 70% にわたって分散されている状態で接触している単一の歯の対偶があるのと等価である。これにより、HPSTC での負荷よりも 40% だけ大きいばかりか、歯の上の、曲率半径が比較的小さい点ではより高くもなる負荷が歯の上に局所的に生ずることになる。よって、これらの負荷は、臨界ヘルツ応力および臨界曲げ応力の両方をもたらすことになり、静的なトルクキャパシティは、従来の歯車の場合よりも低くなる。

その原点をたどれば、この問題は、基準となる歯の対偶の剛性曲線 e - f - c - g を自己補完的な曲線 a - b - d - g へと変換するために施された、図 6 の剛性補正 f - b および c - d の大きさのみに起因することがわかる。この大きさを低減するために、接触比は 2.0 よりも大きい値へと増やされ、「一定の結合された剛性曲線」は、台形状の曲線から正弦波曲線へと変えられる。これにより、負荷がかけられる幅が 35% からおよそ 60% へと増大し、限界ころがり角を点 k のころがり角へと戻す。この歯車対偶は、今や「高接触比」(HCR) の歯車対偶であり、この歯の対偶が、二重歯接触最高点 (HPDTC) で負荷を与えられる時に、限界応力が発生する。静的なトルクキャパシティは、従来の歯車対偶よりも小さくなるのではなく、わずかに大きくなる (なお、説明を簡単にするためだけの理由で、ディファレンシャルクラウニングの概念の説明に LCR 設計を用いた。今述べたばかりの理由により、ディファレンシャルクラウニングの最適な実施形態は、たいていの場合、HCR 歯車装置となる)。

いずれにせよ、静的なトルクキャパシティは、動的なトルクキャパシティよりもはるかに重要度が低くなり、ディファレンシャルクラウニングを用いた修正が、そのパワー密度に対して最大の効果を奏するのは、後者の場合である。このことは、そのほとんどが、負荷の動的な増分を実質的に排除した帰結と叫ぶものであり、運転が共振あるいはパラメトリック共振に対する臨界範囲にあるのでなければ、20~30% の範囲となる傾向のある効果を実現するものである。前者の場合、その効果は、2 倍を超えるほど大きくなる (参考文献 3 の図 1 を参照のこと)。

ある特定のトルクキャパシティの増加によりサイズおよび重量を小さくすることが可能になり、またその結果、製造サイクル時間を短縮することも可能となる。質番をより低くするように作業し、かつ、以前なら、はずば歯車や、はずばかさ歯車が必要とされた状況で、多くの場合は平歯車や、すぐばかさ歯車を用いることにより可能になるコスト削減と、このような低減との組み合わせは、上述した新しい形態の歯の修正が、パワートレイン歯

10

20

30

40

50

車装置のコストを半分も削減できることを示している。

動的な伝達誤差

上述したディファレンシャルクラウニングの概念を実現する歯車セットを設計するのに最も効率の高い方法は、コンピュータシミュレーションを用いることである。かみ合いたわみは、接触線運動の1法線ピッチを通して、均等に間隔の設けられた1並びの点において、つまり、ゼロからピークトルクまでの一連のトルク負荷について計算される。この手順の結果を示す典型的なプロットは、図7の下側の曲線に示されている。

比較のために、同一の比率による従来の歯車対偶についての相似曲線もプロットされている。上述した「負荷固有の」特性が明らかに顕著であり、このセットが、1,200インチ - 10
ポンドの設計負荷を有していることを示している。それぞれ異なるころがり角に発する従来の歯先および/または歯底リリーフのそれぞれ異なる量は、曲線の形状と、その最大静的伝達誤差点の位置を変化させるが、このようなすべての設計において、平均伝達誤差は、製造時の最大誤差の影響を考慮しなくても、ZDI歯車装置よりも1桁大きくなる（「ZDI」とは、「ゼロ動的増分（Zero Dynamic Increment）」を表す頭文字の商標である）。

このように伝達誤差が1桁小さくなることを確認するために、ディファレンシャルクラウニングの概念を実現する修正が施されているようにAxicon Gear Companyにより設計された平歯車セットが、Ohio State Gear Dynamics and Gear Noise Research Laboratoryにおいて、従来の平歯車セットと対比させて最近試験された。試験用の対偶は共に強化鋼で製造され、各部材上に50の歯を有しており、かみ合い圧力角が20度であり、歯幅は20mmであった。得られた試験データでは、かみ合い周波数が250ヘルツでの加速度であった。こ
20
この周波数は、プロット用に動的伝達誤差（DTE）に変換された。これらの結果は、図8に示されている。

この制御セットの接触比が1.75であったのに対し、試験セットに対応する接触比は2.40であったことには注目すべきである。接触比の異なる歯車セットを比較した理由は、従来の歯車装置では、LCR設計のほうが、HCR設計よりもトルクキャパシティがわずかに高いということであった。このため、後者は、切下げを避けるためには、2倍の個数の歯をもつ必要がある。これにより、励振周波数は2倍になり、また、多くの応用例で、第2高調波の周波数ではいわゆる「パラメトリック共振」を発生させることになる。ZDI歯車装置は、すべての負荷およびすべての速度において伝達誤差を実質的に排除するので、共振条件は問題ではなく、最適な構成は、前節で述べた理由により、HCR設計となる。よって、LCRによる従来の歯車セットは、通常は、HCR ZDI歯車セットに改良されることになる（HCRの特徴は、従来の歯車装置における動的な増分を低減する助けにはなるが、ZDI歯車装置ではそれに相当する効果を及ぼしえない。ZDI歯車装置は、剛性曲線補正に依存するからである）。

図8の歯車対偶には、もう1つ重要な相違点がある。すなわち、これら2つのセットのAGMA質番が全く異なることである。つまり、制御セットでは14であるのに、ZDIセットでは9である。ZDIは質番が低いにもかかわらず、制御セットの平均第1高調波DTEよりも実質的に小さいばかりか、相当する比率の典型的な研削されたはずば歯車セットについて予想される平均第1高調波DTEよりも実際に小さい平均第1高調波DTEを示した。この結果は、製造時の誤差に対する相対感度については、既に述べた観察結果を裏書きするものと考えられる。すなわち、ZDI歯車装置は、従来の歯車装置の質番よりも少なくとも2または3
40
だけ低い質番で許容誤差をもつものにすることができ、また、平均の静的および動的伝達誤差も実質的に低くなった値を示すものにすることができる。

適用可能性

ディファレンシャルクラウニングの概念は、パワートレインにおいて用いられているすべてのタイプの歯車に適用可能である。研削された平歯車に関する試験データの提示は、比較しうる静的および動的伝達誤差の可能な数多くの説明の1つとしてのみ解釈されるべきである。将来の試験は、（1）製造時の最大誤差に対するZDI歯車装置の大幅に低減された感度が、シェーピングされた歯車の焼き入れひずみ（quench distortion）の影響や、過度に摩耗した使用表面の影響をどの程度緩和できるかということ、および（2）低減さ
50

れた伝達誤差が、どの程度だけつる巻き角 (helix angle) あるいは、ねじれ角 (spiral angle) を不要にできるかということに関する見積もりを含むことになる。

参考文献

1. AGMA規格2001 - B88、 Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth 、第11頁、セクション8.1.1、 Excitation 。
2. この論文に記載された歯車修正システムは、米国特許第5,083,474号および第5,341,699号、米国特許出願第08/283,635号、ならびに類似の外国の特許および特許出願が扱っている。
3. Hirt, M.、 German and American Quality System of Spur, Helical and Bevel Gears: Influence of Gear Quality on Costs and Load Capacity 。 ASME Paper 80 - C2/DET - 1 10 8 (図 1 および図 4 を参照のこと) 。

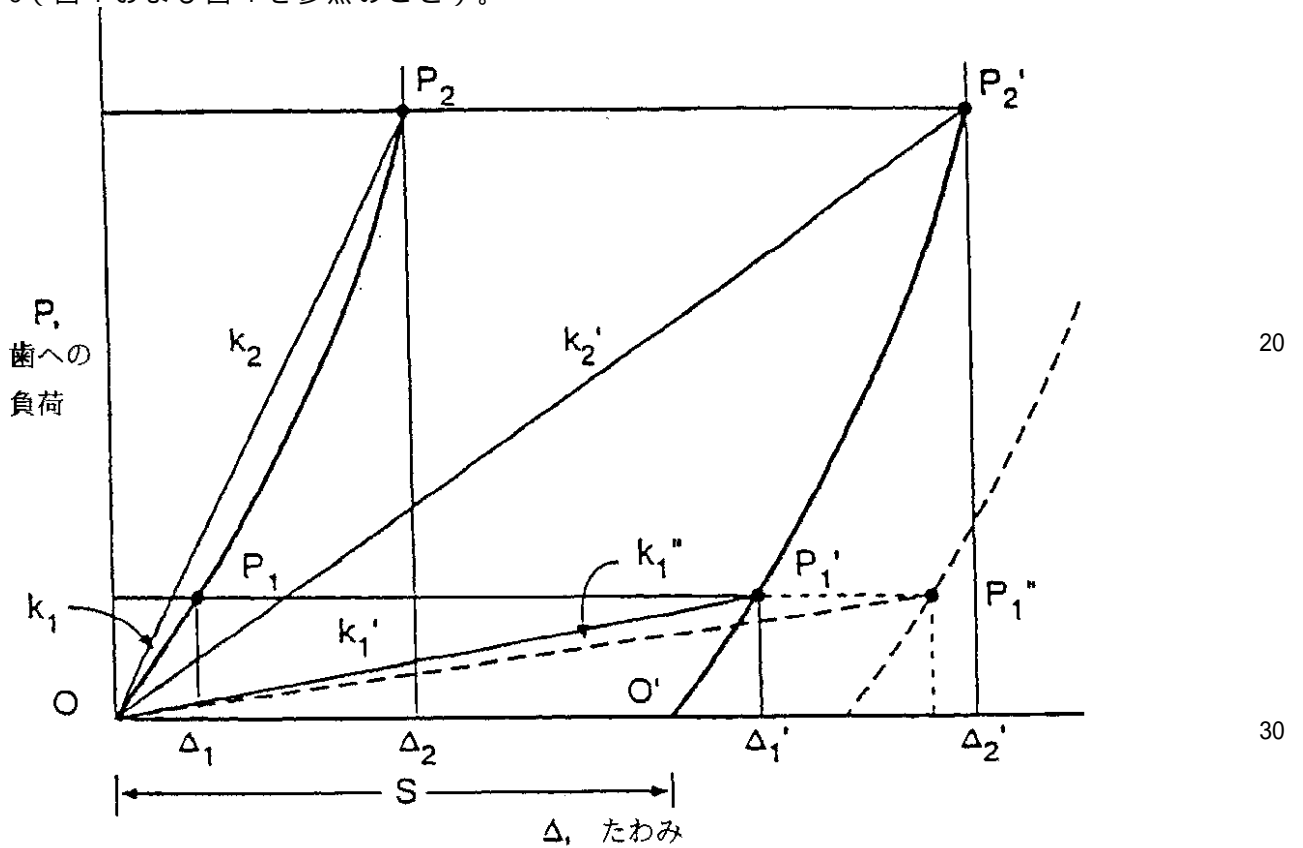
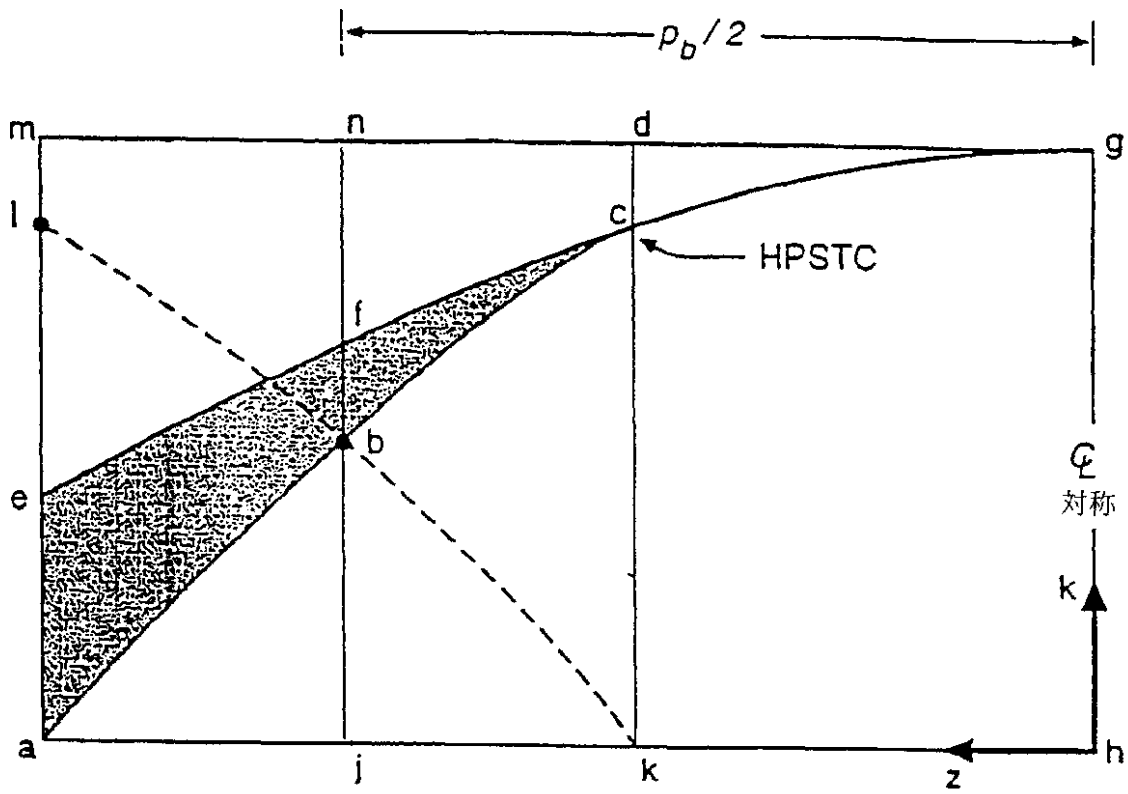


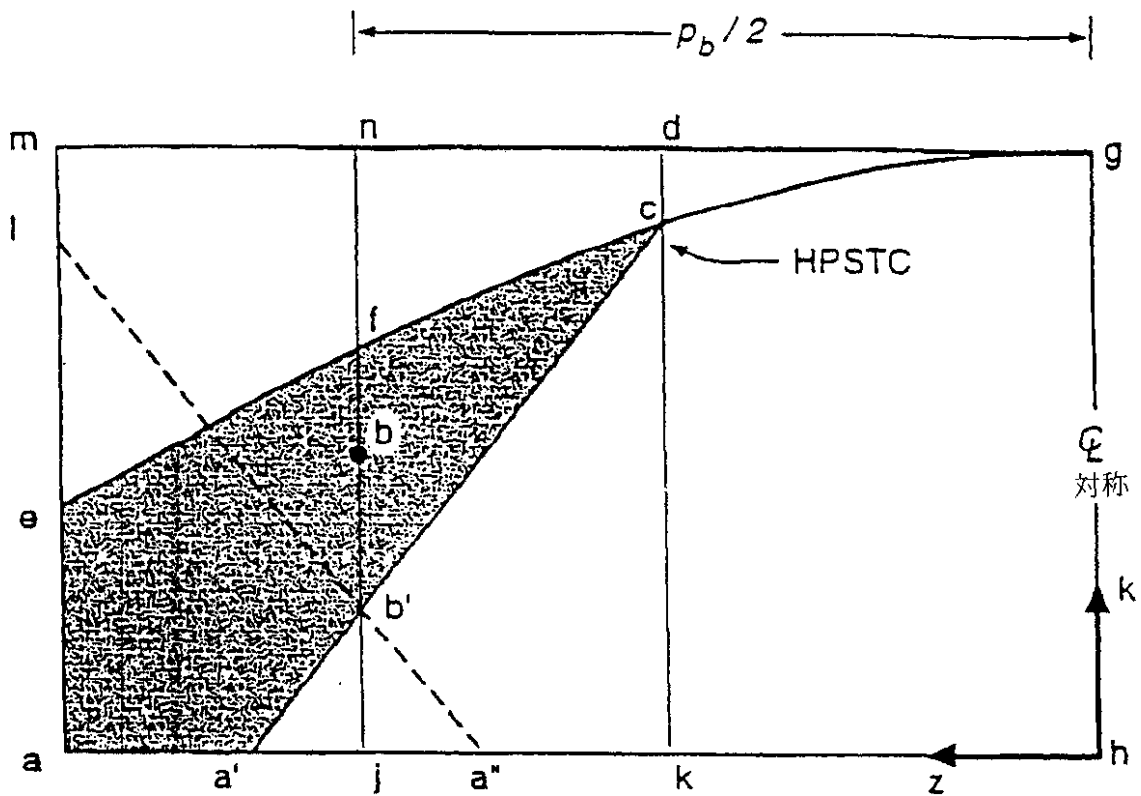
Fig. 1 従来のプロファイル修正をもつ歯車対偶についての歯の対偶の負荷-たわみ曲線



10

20

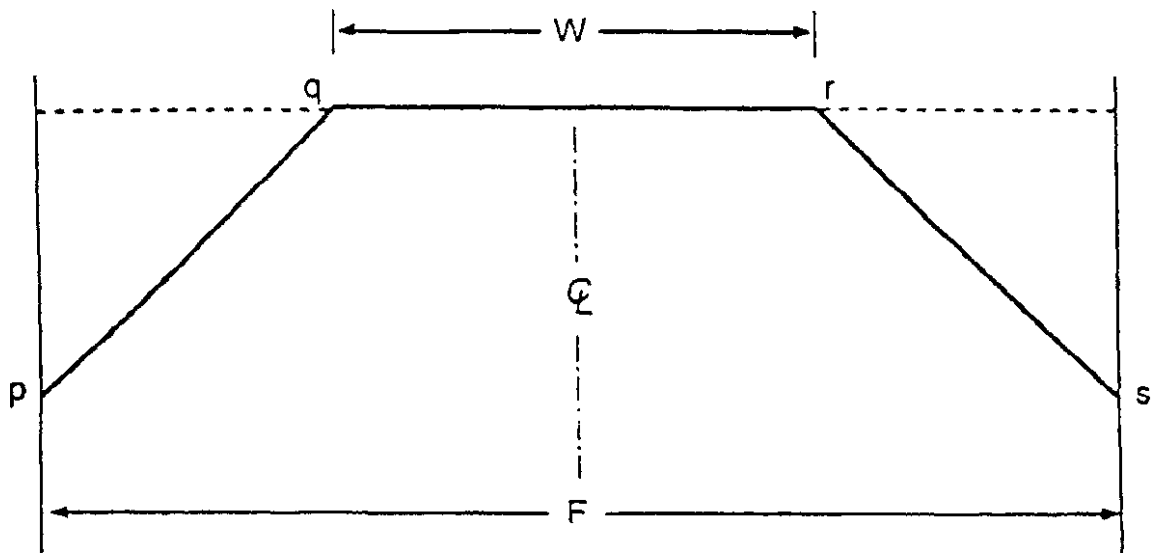
Fig. 2 従来のプロファイル修正が、設計負荷での歯の対偶の剛性曲線に及ぼす影響



30

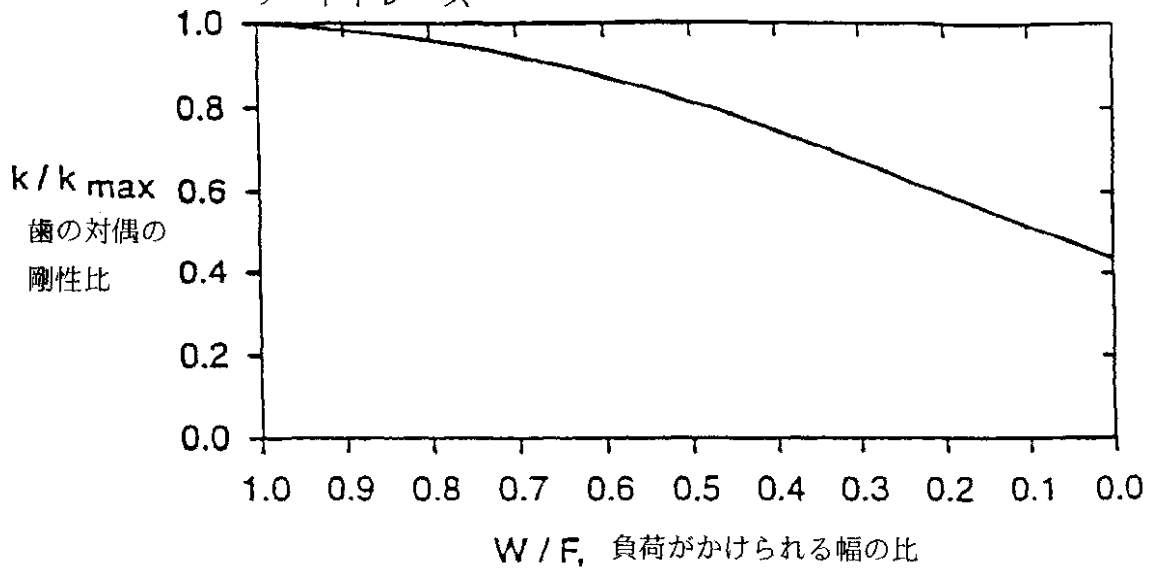
40

Fig. 3 従来のプロファイル修正が低い負荷での歯の対偶の剛性曲線に及ぼす影響



10

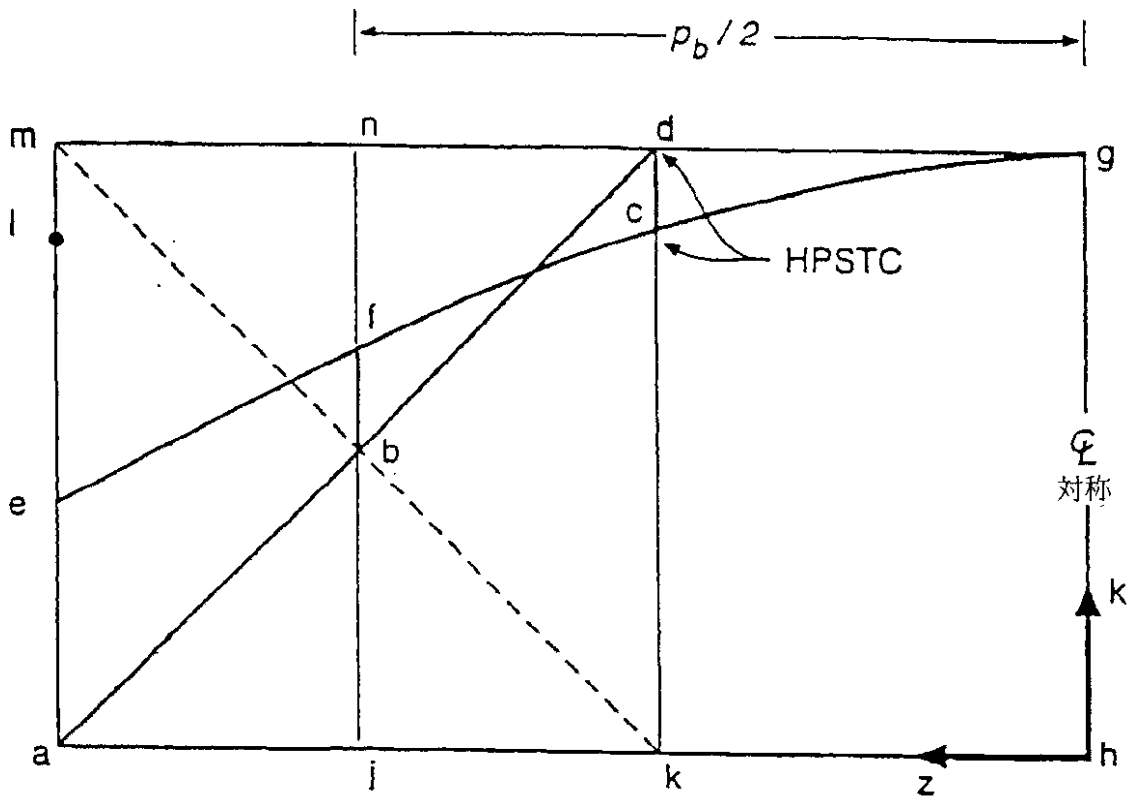
Fig . 4 「区分された」クラウニングをもつ歯車の歯のためのリードトレース



20

30

Fig . 5 負荷がかけられる歯幅の一部減少をともなう歯の対偶の剛性の低減の典型的プロット



10

20

Fig. 6 ディファレンシャルクラウニングが、剛性曲線 $e-f-c-g$ を「一定の結合された剛性曲線」 $a-b-d-g$ に変換する

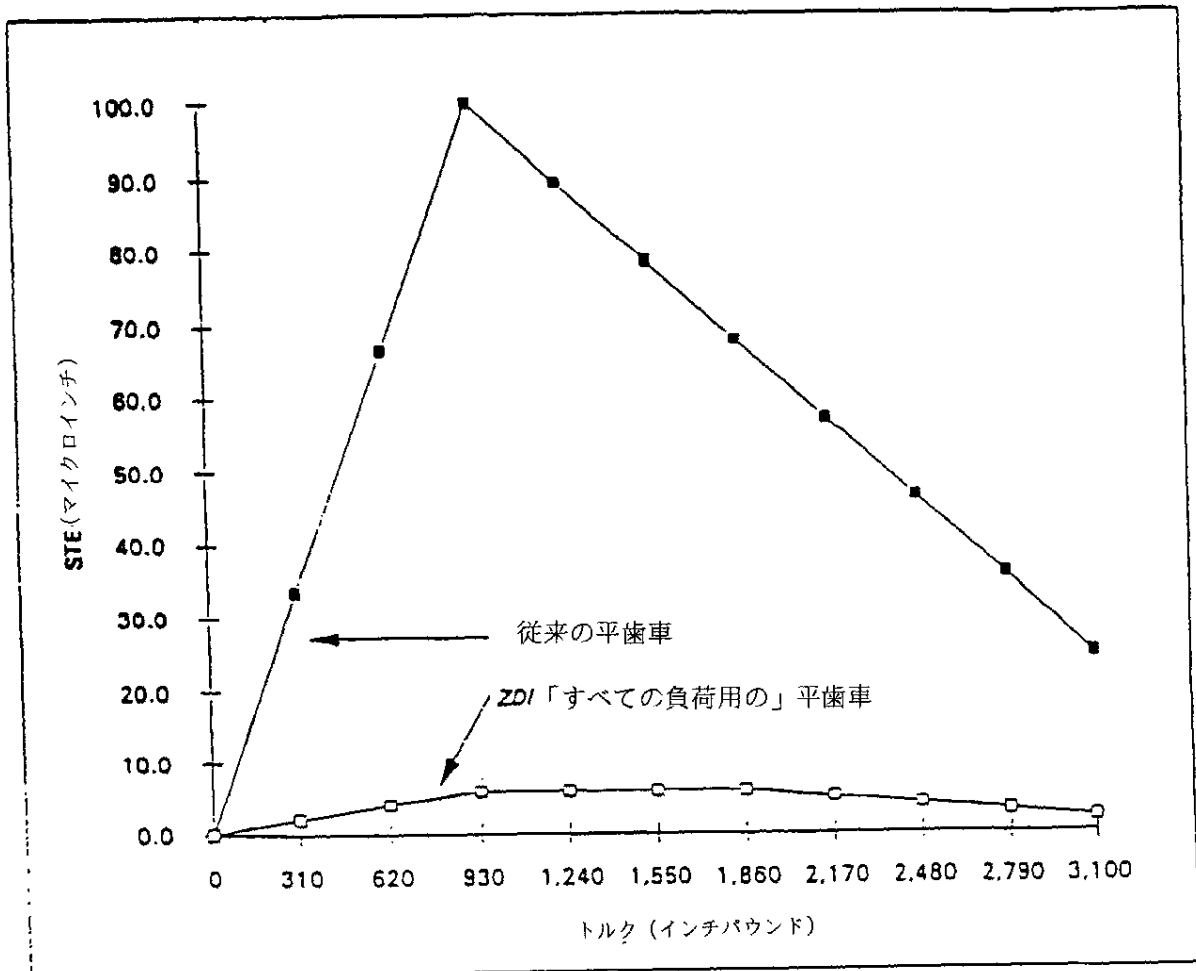


Fig. 7 コンピュータシミュレーションにより予想される2種の平歯車のピークピーク静的伝達誤差

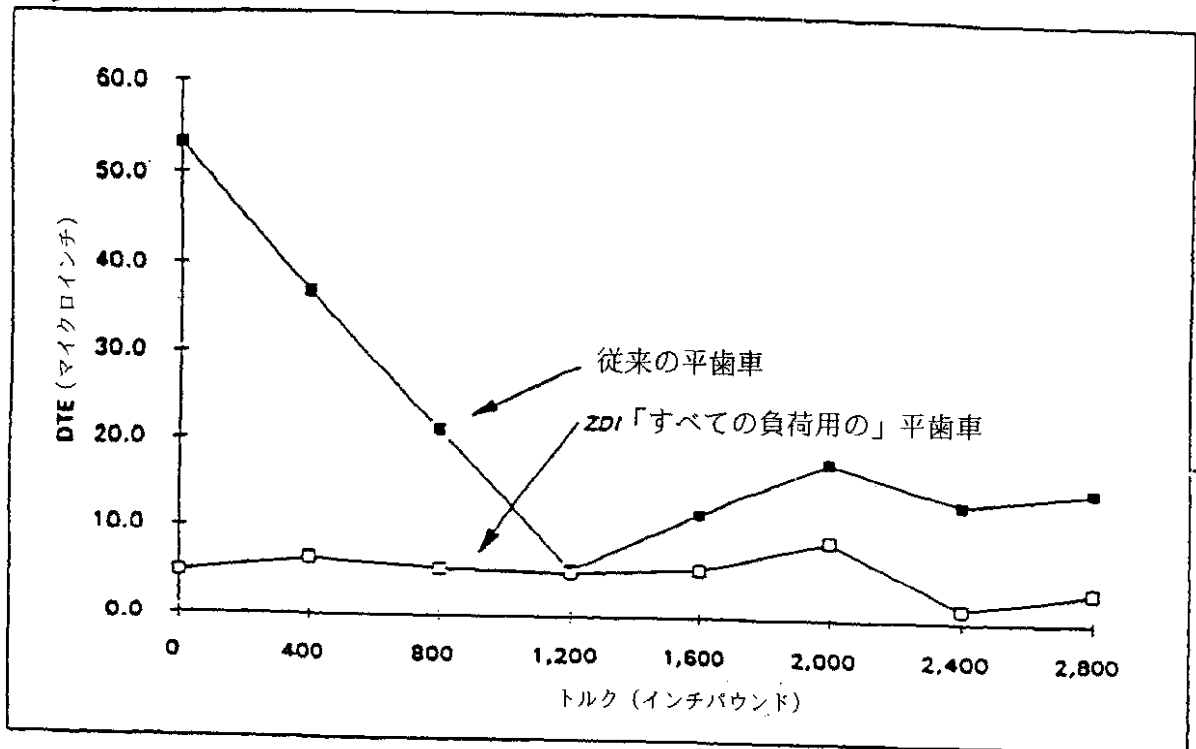
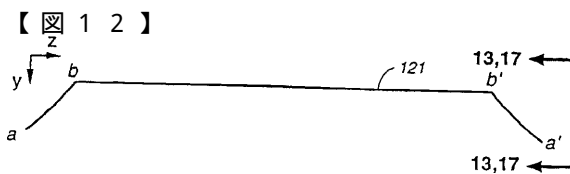
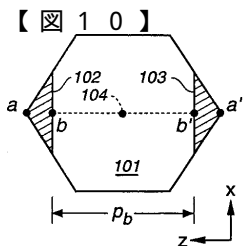
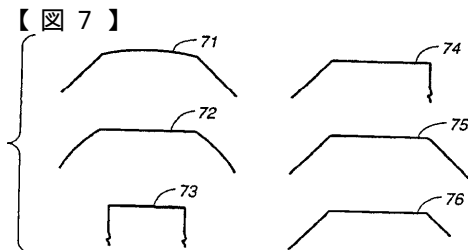
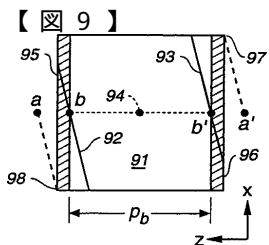
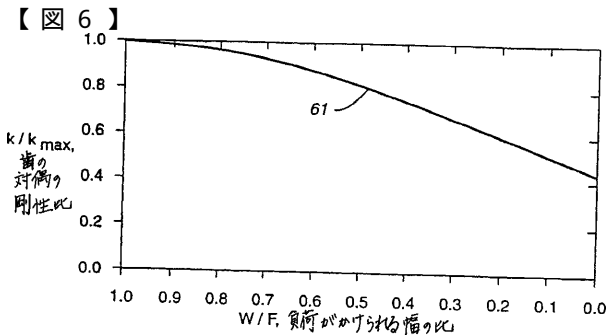
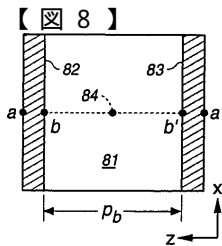
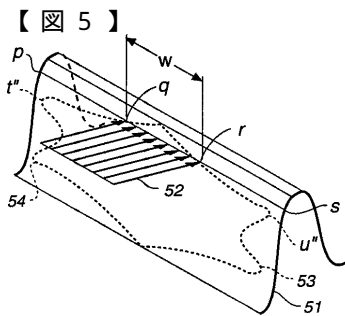
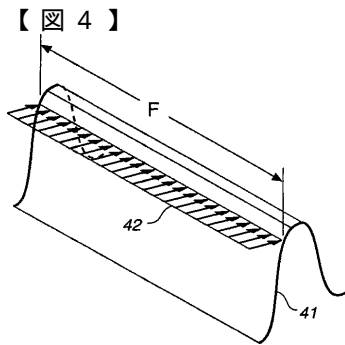
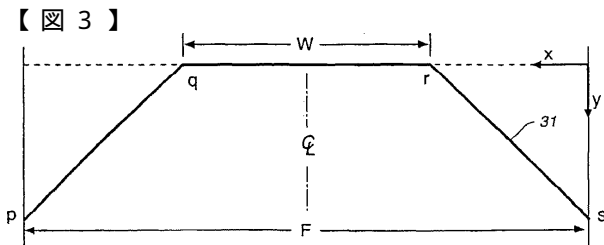
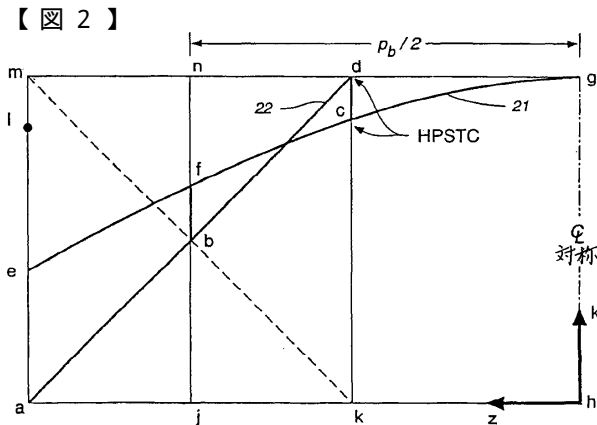
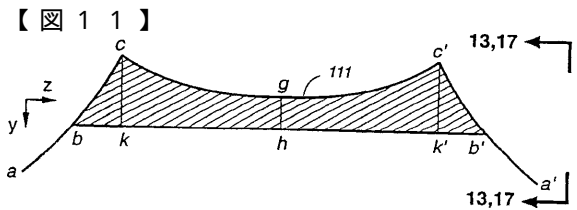
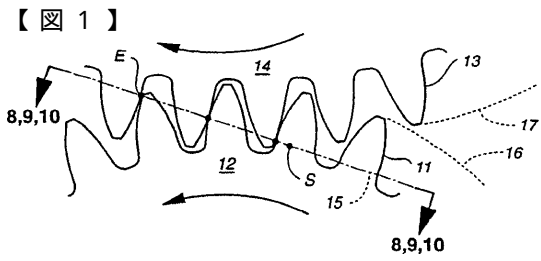
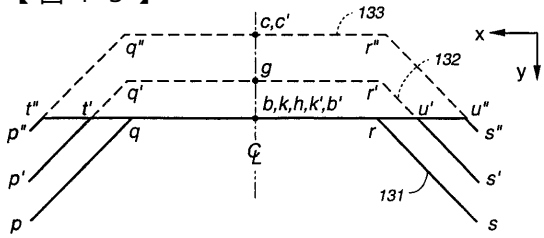


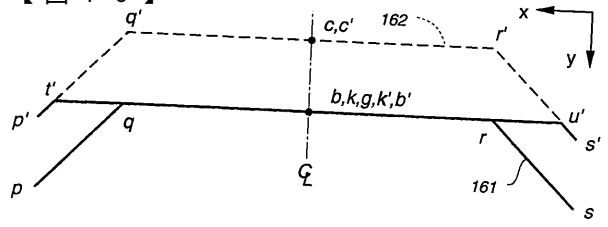
Fig. 8 2種の平歯車の台上試験についての比較ピークピーク動的伝達誤差



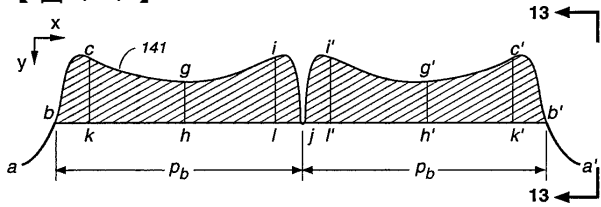
【 13 】



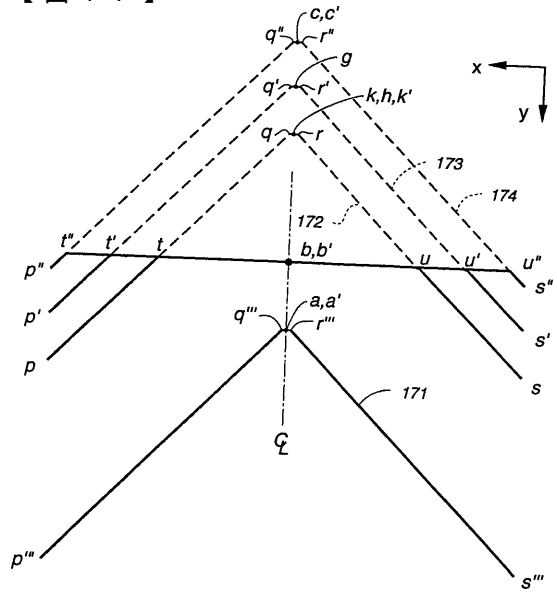
【 16 】



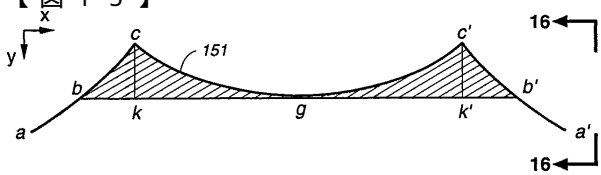
【 14 】



【 17 】



【 15 】



フロントページの続き

合議体

審判長 村本 佳史

審判官 窪田 治彦

審判官 前田 幸雄

- (56)参考文献 特開平4 - 22799 (JP, A)
特開平2 - 62461 (JP, A)
特開昭62 - 261753 (JP, A)
実開平3 - 60639 (JP, U)
実開昭61 - 133163 (JP, U)

- (58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)
F16H 55/08