

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公表特許公報(A)

(11) 特許出願公表番号

特表2004-516177

(P2004-516177A)

(43) 公表日 平成16年6月3日(2004.6.3)

(51) Int.C1.⁷

F 1

テーマコード(参考)

B62D 3/12

B62D 3/12

513

3D032

B62D 5/22

B62D 5/22

3D033

B62D 6/02

B62D 6/02

Z

3J062

F16H 19/04

F16H 19/04

K

審査請求 未請求 予備審査請求 有 (全 51 頁)

(21) 出願番号 特願2002-539186 (P2002-539186)
 (86) (22) 出願日 平成13年10月30日 (2001.10.30)
 (85) 翻訳文提出日 平成15年4月15日 (2003.4.15)
 (86) 國際出願番号 PCT/AU2001/001399
 (87) 國際公開番号 WO2002/036410
 (87) 國際公開日 平成14年5月10日 (2002.5.10)
 (31) 優先権主張番号 PR 1148
 (32) 優先日 平成12年11月1日 (2000.11.1)
 (33) 優先権主張国 オーストラリア (AU)

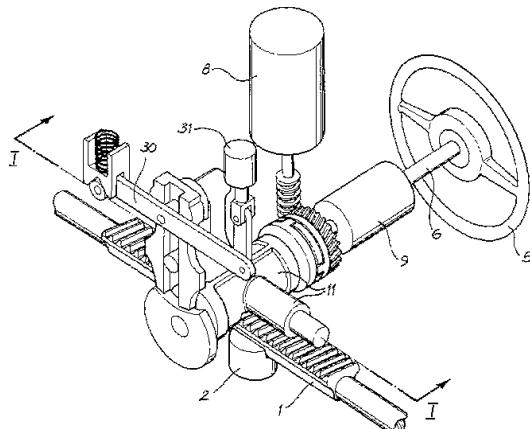
(71) 出願人 503141097
 ビショップ スティアリング テクノロジ
 ー リミテッド
 オーストラリア国 ニューサウスウェール
 ズ 2113 ノース ライド ウータ
 ルー ロード 10
 (74) 代理人 100072051
 弁理士 杉村 興作
 (72) 発明者 アーサー アーネスト ビショップ
 オーストラリア国 ニューサウスウェール
 ズ 2065 グリニッヂ シーマン ス
 トリート 21
 F ターム(参考) 3D032 CC03 DA03 DA23 EB04 EB05
 EB12 EC29 EC31
 3D033 JB03 JB19

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】可変比かじ取り歯車

(57) 【要約】

かじ取り角度比が少なくともドライバーによって入力されるかじ取りハンドル角度と車両速度の両方の関数として変化する車両用のラック(1)・ピニオン(4)かじ取り歯車。かじ取り歯車はかじ取り歯車ハウジングに関して横に変位可能のラック(1)と、ラック(1)と掛けしている間に、実質上ラック(1)の行程方向にハウジング内で横に可動であるピニオン(4)とを含む。かじ取り角度比はラック(1)の行程の中心領域で、その両側の領域と比べたとき、増し、そしてかじ取り角度比は、車両速度が増すにつれて、中心領域で更に増す。



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

かじ取り角度比が少なくともドライバーによって提供されるかじ取りハンドル角度入力と車両速度の両方の関数として変わる車両用のラック・ピニオンかじ取り歯車であって、該かじ取り歯車が、かじ取り歯車ハウジングに関して横に変位可能のラックを含んで成るかじ取り歯車において、上記かじ取り歯車が更に、上記ラックと掛合している間に、実質上上記ラックの行程方向に上記ハウジング内で横に可動のピニオンを含み、上記かじ取り角度比は、上記ラックの行程の中心領域の両側の領域と比べたとき、上記ラックの行程の中心領域で増し、かつ上記かじ取り角度比は、車両速度が増すにつれて、上記中心領域内で更に増すことを特徴とするラック・ピニオンかじ取り歯車。

10

【請求項 2】

上記ピニオンは、実質上上記ラックの行程方向に上記かじ取り歯車ハウジング内で横に可動のピニオンハウジング内に回転するよう軸支され、かくして上記トラックの行程から引き算され、かつ或る可变量だけそれらの間の行程比を最少限となし、上記量は中心の直線前進位置からのピニオンの回転と共に減少し、また車両の速度と共に減少することを特徴とする請求項 1 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

【請求項 3】

上記ラックの上記行程の中心領域内で作動可能の予定の伝動パターンに従って上記ハウジング内で上記ピニオンを動かすよう上記ピニオンに連結されかつ上記中心領域の両側の領域でそれから外される第 1 の機械的リンク仕掛け手段と、上記中心領域内で上記かじ取り角度比を更に増すよう車両速度の関数として上記伝動パターンを増すようにされる上記第 1 の機械的リンク仕掛け手段に連結される第 2 の機械的リンク仕掛け手段を含むことを特徴とする請求項 1 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

20

【請求項 4】

ピニオンからラックにまたはその逆に伝達される荷重が予定値を超えたとき、上記第 1 と第 2 の機械的リンク仕掛け手段を介して伝達される荷重を制限するようにされる上記第 2 の機械的リンク仕掛け手段に連結された迂回手段を含み、上記荷重はその後、上記ラックと上記ピニオンのみによって担持されることを特徴とする請求項 3 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

30

【請求項 5】

上記迂回手段は上記ハウジングに連結された戻り止機構を含むことを特徴とする請求項 4 に記載の車両用のラック・ピニオンかじ取り歯車。

【請求項 6】

上記第 1 の機械的リンク仕掛け手段は、第 1 のシャフトをもつゼネバ機構を含み、上記ピニオンは上記第 1 シャフトの軸から片寄った第 1 のピンを担持しており、上記第 1 のピンは第 2 の軸によって担持された部材内の径方向のスロットに掛合するよう作動可能であり、上記第 2 シャフトの軸は第 1 シャフトの軸と平行でありかつその軸から片寄っており、上記第 1 の機械的リンク仕掛け手段は更に、上記第 2 シャフトと共に回転可能の部材中の追加の径方向スロットと、車両速度に従って可変の上記第 2 シャフトの軸に関して或る距離をおいた個所で上記ハウジングに関して横に動かないようにされた上記第 2 スロットに掛合する第 2 のピンを含むことを特徴とする請求項 3 から 5 の何れか 1 項に記載の車両用のラック・ピニオンかじ取り歯車。

40

【請求項 7】

上記ハウジングに関して枢着されたレバーを更に含み、上記第 2 のピンが上記レバーに定着されていることを特徴とする請求項 1 から 6 の何れか 1 項に記載の車両用のラック・ピニオンかじ取り歯車。

【請求項 8】

車両はかじ取りハンドルのドライバー位置によって指示される方向コースからの車両の外れを検出するための検出手段を含み、車両速度に関して、上記検出手段は上記出力信号応答して上記ハウジング内で横に上記第 2 ピンを動かすために、作動器手段に出力信号を提

50

供することを特徴とする請求項 6 に記載の車両用のラック・ピニオンかじ取り歯車。

【請求項 9】

上記第 1 の機械的リンク仕掛けは 1 対のデスマドロミックカムを含むことを特徴とする請求項 3 から 5 の何れか 1 項に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車

【請求項 10】

少なくともドライバーによって提供されるかじ取りハンドル角度入力と車両速度の関数として車両の路面車輪かじ取り角度を制御するためのラック・ピニオンかじ取り歯車において、該かじ取り歯車が、固定したラックハウジング内で横に変位可能なラックと、ピニオンハウジング内に回転するよう軸支されたピニオンとを含み、上記ラックハウジング内におけるラックの変位は、路面車輪角度と、かじ取りハンドル角度によって決定されるピニオンハウジング内のピニオンの回転を決定し、かじ取りハンドル角度の変化と路面車輪角度の変化の間の瞬間比は、かじ取りハンドル角度と車両速度の関数として変化するかじ取り比特性を限定し、ピニオンハウジングはラックハウジングに関して横変位するよう軸支されており、作動手段は、少なくともかじ取り角度と車両速度の大きさの関数としてラックハウジングに関するピニオンハウジングの横変位を決定し、それによってかじ取り比特性を決定することを特徴とするラック・ピニオンかじ取り歯車。

10

【請求項 11】

作動手段は機械的リンク仕掛けを含み、かじ取りハンドル角度の大きさに関する変位入力と車両速度が上記リンク仕掛けに適用されたとき、上記リンク仕掛けはラックへ出力される運動学的特性をもち、それ故、この特性は上記変位入力の大きさにと共に変化することを特徴とする請求項 10 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

20

【請求項 12】

変位入力の 1 方または両方は電気的または液圧的作動器によって提供されることを特徴とする請求項 11 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

【請求項 13】

機械的リンク仕掛けはピン・スロット機構を含むことを特徴とする請求項 11 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

30

【請求項 14】

機械的リンク仕掛けはカム・従動子機構を含むことを特徴とする請求項 11 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

【請求項 15】

機械的リンク仕掛けはばね負荷素子を含み、上記素子は高荷重状態の間上記リンク仕掛けに撓みを提供し、それによってこれらの状態の間該機構を破損しないよう保護することを特徴とする請求項 11 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

【請求項 16】

作動手段は、ドライバーによって提供されるかじ取りハンドル角度入力から独立した追加入力の関数としてラックハウジングに関するピニオンハウジングの横変位を決定することを特徴とする請求項 11 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

【請求項 17】

作動手段は液圧的または電気的作動器であることを特徴とする請求項 10 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

40

【請求項 18】

かじ取り比特性はオンセンター駆動 (on-centre driving) に関連するかじ取り歯車の中心作動領域に或るかじ取り比を提供し、そのかじ取り比は、この中心作動領域の両側のかじ取り歯車の他の作動領域において提供されるかじ取り比より、所定の最大増分だけ大きいことを特徴とする請求項 10 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

【請求項 19】

上記増分は、より高い車両速度では、大きさがより大きいことを特徴とする請求項 18 に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

50

【請求項 20】

上記増分は、低車両速度では、ゼロまたは負数となることを特徴とする請求項18に記載のラック・ピニオンかじ取り歯車。

【発明の詳細な説明】**【0001】****技術分野**

本発明は、ドライバーの制御装置と路面車輪の間の比が第1に車両速度に従って、第2に路面車輪の中心からのターンの角度に従って変化する可変比かじ取り歯車に関するものである。更に詳細には、本発明は、可変比かじ取り歯車を対称とするものである。制御装置へのドライバー入力の大きさと路面車輪の旋回 (turning) の間の比 (以後かじ取り比と称する) はラックの中心領域内で増大しそして、更に、車両速度が増すにつれて、ラックの中心領域は増す。

【0002】**技術的背景**

種々の装置が、かじ取りハンドルまたは“ジョイスティック” (joy stick) または類似物であろうとなかろうと何れにしろ、ドライバーの制御装置間に直接的な機械連結を利用しない電子装置に基づいて上述の目的物を完成しようとする文献や特許に説明されている。

【0003】

しかしかかる装置の絶対的信頼性には懸念があり、重大な機能不全が生じる可能性を減らすために余分なシステムを提供するために1つまたは2つにさえもなる追加の電子システムを使用することが提案してきた。代案として、電子装置の重大な機能不全が生じた場合に引き継ぐ機械的連結をドライバーの制御装置と路面車輪間に備えることもまた、提案してきた。

【0004】

しかし機械的バックアップ装置に電子装置の性能を合理的に真似させることに問題が生じ、その結果、もし機械的作動から電子作動への移行が高速度でまたはコーナーで生じるならば、ドライバーは車両の制御を維持する最良のチャンスをもつことになる。

【0005】

また、かじ取りハンドルに対する路面車輪の旋回角度に関する適切な比パターン (ratio pattern) を考慮しなければならない。或る一定の機械的リンク仕掛けのみがこの機能を果たすのに適しており、その1つは周知のゼネバピン・スロット (Geneva Pin and Slot) 装置であり、その使用については以下説明する。カム機構を使用する代案としての設計についても説明する。

【0006】

かじ取りハンドルリムに正確な力レベル (force level) (“感じ”である) を提供する実際的手段は機械的および電子的装置の両方に要求される。

動力の補助がすべてのしかし最小の車のかじ取りシステムに提供されること、および電力補助器が多くの場合に液圧的補助器に取って代わることは今では容認されている。

【0007】

富士重工業株式会社名の出願の日本特許公報第60131366Aはドライバーの制御装置と路面車輪間の比が第1には、車両速度に従って、第2には、路面車輪の中心からの旋回角度に従って変化する可変比かじ取り歯車を開示している。しかし、この文献に記載されたかじ取り歯車は、ピニオンとハウジングの動きを同時に生じるリンク仕掛け手段を利用することによって、かじ取り歯車比がラックの中心領域上で減少する型式の手動式かじ取り歯車についてのものにすぎない。この用されているリンク仕掛け手段は、車両速度が増すにつれて、ラックの中心領域上でかじ取り歯車比が更に減少する結果をもたらす。かかる装置は、動力補助されるかじ取り歯車に使用するのには適せず、かつ中心近くで出力を増すための信号は、変更された出力から得られ、入力から得られるのではないという望ましくない構成である。

【 0 0 0 8 】

以下の説明は、液圧的および電気的の両方の動力かじ取りに適する適切な機械的構造に関するものであり、この両方のかじ取りは、本発明により、実質上同じ構造に基づくものである。

これらの機構内には電子装置から得られ補足的かじ取り入力を提供する準備がなされるが、好適実施例によれば、かかる入力は大きさが極めて制限され、その結果、たとえそれらが機能不全となっても、ドライバーの制御に与える効果は最小限度となるだろう。

【 0 0 0 9 】

発明の要約

第1の態様では、本発明は、かじ取り角度比が少なくともドライバーによって提供されるかじ取りハンドル角度入力と車両速度の両方の関数として変わる車両用のラック・ピニオンかじ取り歯車であって、該かじ取り歯車が、かじ取り歯車ハウジングに関して横に変位可能なラックを含んで成るかじ取り歯車において、上記かじ取り歯車が更に、上記ラックと掛合している間に、実質上上記ラックの行程方向に上記ハウジング内で横に可動のピニオンを含み、上記かじ取り角度比は、上記ラックの行程の中心領域の両側の領域と比べたとき、上記ラックの行程の中心領域で増し、かつ上記かじ取り角度比は、車両速度が増すにつれて、上記中心領域内で更に増すことを特徴とするラック・ピニオンかじ取り歯車にある。

【 0 0 1 0 】

好適には、上記ピニオンは、実質上上記ラックの行程方向に上記かじ取り歯車ハウジング内で横に可動のピニオンハウジング内に回転するよう軸支され、かくして上記トラックの行程から引き算され、かつ或る可変量だけそれらの間の行程比を最少限となし、上記量は中心の直線前進位置からのピニオンの回転と共に減少し、また車両の速度と共に減少する。

【 0 0 1 1 】

好適には、上記ラック・ピニオンかじ取り歯車は、上記ラックの上記行程の中心領域内で作動可能の予定の伝動パターンに従って上記かじ取り歯車ハウジング内で上記ピニオンを動かすよう上記ピニオンに連結されかつ上記中心領域の両側の領域でそれから外される第1の機械的リンク仕掛け手段と、上記中心領域内で上記かじ取り角度比を更に増すよう車両速度の関数として上記伝動パターンを増すようにされる上記第1の機械的リンク仕掛け手段に連結される第2の機械的リンク仕掛け手段を含む。

【 0 0 1 2 】

好適には、上記ラック・ピニオンかじ取り歯車は、ピニオンからラックにまたはその逆に伝達される荷重が予定値を超えたとき、上記第1と第2の機械的リンク仕掛け手段を介して伝達される荷重を制限するようにされる上記第2の機械的リンク仕掛け手段に連結された迂回手段を含み、上記荷重はその後、上記ラックと上記ピニオンのみによって担持される。

好適には、上記迂回手段は上記ハウジングに連結された戻り止機構を含む。

【 0 0 1 3 】

第1実施例では、上記第1の機械的リンク仕掛け手段は、第1のシャフトをもつゼネバ機構を含み、上記ピニオンは上記第1シャフトの軸から片寄った第1のピンを担持しており、上記第1のピンは第2の軸によって担持された部材内の径方向のスロットに掛合するよう作動可能であり、上記第2シャフトの軸は第1シャフトの軸と平行でありかつその軸から片寄っており、上記第1の機械的リンク仕掛け手段は更に、上記第2シャフトと共に回転可能な部材中の追加の径方向スロットと、車両速度に従って可変の上記第2シャフトの軸に関して或る距離をおいた個所で上記ハウジングに関して横に動かないようにされた上記第2スロットに掛けする第2のピンを含む。

好適には、上記第1実施例は、上記ハウジングに関して枢着されたレバーを含み、上記第2のピンが上記レバーに定着されている。

【 0 0 1 4 】

10

20

30

40

50

好適には、上記車両はかじ取りハンドルのドライバー位置によって指示される方向コースからの車両の外れを検出するための検出手段を含み、車両速度に関して、上記検出手段は上記出力信号応答して上記ハウジング内で横に上記第2ピンを動かすために、作動器手段に出力信号を提供する。

第2実施例では、上記第1の機械的リンク仕掛けは1対のデスマドロミックカムを含む。

【0015】

第2の態様では、本発明は、少なくともドライバーによって提供されるかじ取りハンドル角度入力と車両速度の関数として車両の路面車輪かじ取り角度を制御するためのラック・ピニオンかじ取り歯車において、該かじ取り歯車が、固定したラックハウジング内で横に変位可能のラックと、ピニオンハウジング内に回転するよう軸支されたピニオンとを含み、上記ラックハウジング内におけるラックの変位は、路面車輪角度と、かじ取りハンドル角度によって決定されるピニオンハウジング内のピニオンの回転を決定し、かじ取りハンドル角度の変化と路面車輪角度の変化の間の瞬間比は、かじ取りハンドル角度と車両速度の関数として変化するかじ取り比特性を限定し、ピニオンハウジングはラックハウジングに関して横変位するよう軸支されており、作動手段は、少なくともかじ取り角度と車両速度の大きさの関数としてラックハウジングに関するピニオンハウジングの横変位を決定し、それによってかじ取り比特性を決定することを特徴とするラック・ピニオンかじ取り歯車にある。

【0016】

好適には、作動手段は機械的リンク仕掛けを含み、かじ取りハンドル角度の大きさに関する変位入力と車両速度が上記リンク仕掛けに適用されたとき、上記リンク仕掛けはラックへ出力される運動学的特性をもち、それ故、この特性は上記変位入力の大きさにと共に変化する。

好適には、変位入力の1方または両方は電気的または液圧的作動器によって提供される。

【0017】

第1実施例では、機械的リンク仕掛けはピン・スロット機構を含む。

第2実施例では、機械的リンク仕掛けはカム・従動子機構を含む。

【0018】

好適には、機械的リンク仕掛けはばね負荷素子を含み、上記素子は高荷重状態の間上記リンク仕掛けに撓みを提供し、それによってこれらの状態の間該機構を破損しないよう保護する。

好適には、作動手段は、ドライバーによって提供されるかじ取りハンドル角度入力から独立した追加入力の関数としてラックハウジングに関するピニオンハウジングの横変位を決定する。

【0019】

好適には、作動手段は液圧的または電気的作動器である。

好適には、かじ取り比特性はオンセンター駆動(on-centre driving)に関連するかじ取り歯車の中心作動領域に或るかじ取り比を提供し、そのかじ取り比は、この中心作動領域の両側のかじ取り歯車の他の作動領域に提供されるかじ取り比より、所定の最大増分だけ大きい。

好適には、上記増分は、より高い車両速度では、大きさがより大きい。

好適には、上記増分は、低車両速度では、ゼロまたは負数となる。

【0020】

本発明によれば、典型的には、車両かじ取りにおいて生じる極めて広い範囲の力レベルと感度にわたって理想化されたものにできるだけ近いかじ取り比特性を提供するために、少なくとも2つの機械的装置が連続して使用される。好適には、かじ取りハンドルの使用が維持される。

【0021】

本発明の1態様では、かじ取り制御運動は、3つの別々の領域内で起こっているとき、中心領域で扱われる。そこでは、感度は車両速度と制御装置の旋回角度の両方に従って変化

10

20

30

40

50

する。この関係は、横加速度（これは実際上路面に対するタイヤの接着力によって制限される）は旋回半径の逆数と速度の二乗として変化するという周知の原理からもたらされる。。旋回半径（turn radius）は路面に対する前タイヤの角度、それ故かじ取りハンドル角度によって主として決定される。この様式は約 30 kph より上の速度でのかじ取りを支配するが、低速度のコーナー入りやパーキングにおいて時折使用される限界停止角度に対する旋回角度の約 $1/5^{th}$ の前輪の旋回を必要とするに過ぎない。前輪の旋回の残りの 4/5 では、動力補助システムが失敗した場合にもかじ取り作用力が過剰にならないように、典型的には、適切なかじ取り比が選択される。そしてこれは通常、約 10 または 12 乃至 1 のかじ取り比を要求する。

【0022】

10

好適には、本発明によれば、或る一定の領域内の制御はゼネバ原理を使用する。この原理は、車両が典型的にはかじ取りハンドルの回転角度に相当する旋回半径の制限速度で作動されるとき、かじ取りハンドルの回転角度と車両の片揺れ率（yaw rate）の間に線形関係を得るのに必要とされるものに近いかじ取りハンドルのかじ取り比対旋回の特性線図を提供する。この線図は時にはベル曲線（bell curve）と称される。ゼネバ（Geneva）配置は、ピンがゼネバ運動の 2 つの軸間にあり、それ故 Honda に与えられた、米国特許第 5,489,004 号、および第 5,482,130 号に示されかつ SAE 論文 1999-01-0395；“車両速度とかじ取り角度でかじ取りゲインを変えることによるドライバー車両システム性能の改良”に、また、Bishop の特許第 2,508,057 号、第 2,682,311 号および第 2,865,215 号（最初の 2 つの Bishop 特許は航空機ノーズギヤ（nose gear）かじ取りに、最後の特許は自動車動力かじ取りに関するものである）にも記載されているよう、外側にあるのではない。

20

【0023】

ピンが 2 つの軸の外側にあるこの機構の後者の配置では、オン - センター（on - centre）に適切な高かじ取り比を提供することおよび同時に、ロック（lock）に向かう望ましくない低い比を回避することに困難性がある。更に、自動車仕様に従ってかじ取りシステムが耐えることができなければならない極めて高いテスト荷重に耐えるシステムを設計することに困難性がある。

30

【0024】

本発明によれば、慣例のラック・ピニオンかじ取り歯車が側方 - 転位ピニオンと共同して使用される。本発明の教えに従って作られたかじ取りシステムのピニオンの側方 - 転位の必要量は極めて小さく、かじ取り歯車入力シャフトとドライバーのかじ取りシャフトとの連接部は簡単な継ぎ手装置内に容易に収容することができることは幸運である。

【0025】

40

このかじ取りシステムは、ドライバー入力に遅く応答する型式の減少した感度の懸架装置への信頼性のない状態で、車両が直線状に前進するかまたは旋回しているときに、かじ取り感度を調整することができる。これはまた、正常なコーナーリングにおいてかじ取りハンドルの旋回感度をかなり減少させることができ、スキッドが生じる差し迫った場合にかじ取りハンドルを即座に旋回させるドライバーの能力を改善する。

【0026】

上述した如き中心と、2 つの側方領域の 3 つの様式が提供され、その結果理想的な比は 3 つのすべての作動で選択することができる。かじ取り歯車が時折曝されることがある極めて高い荷重は、狭い中心領域で敏感な比変化装置に影響しないように迂回させることができ、その場合、かじ取り歯車はかかる過剰の負荷を容易に吸収することができる慣例の動カラック・ピニオンかじ取りに瞬間に復帰する。

【0027】

50

ピニオンの側方転位は、それがラック・ピニオンの出力から減じるように配置され、かつ要求されるかもしれない任意の大きさの中心かじ取り比を提供するように全く容易になれることができる。

【 0 0 2 8 】

発明の実施形態

図1、2、3は本発明により造られたかじ取り歯車の第1実施例の1形態の主な構成要素を示す。

【 0 0 2 9 】

ラック1とピニオン4はラック・ピニオンかじ取り歯車に利用される広く受け入れられた配置に従って構成されている。ロッド(図示せず)はラックの各端に連結され、車両の枢着された前輪から前または後に延びるかじ取りアームに枢着されている。ラック1は、車両の1側でハウジング3(図2、3)中に合体されているラック案内2内で、かつ車両の反対側でジャーナル(図示せず)内で摺動する。ピニオン4は慣例の手法でラック1に掛合し、かじ取りコラム6によってかじ取りハンドル5と共に回転するよう連結されている。

【 0 0 3 0 】

上述のかじ取り歯車形式では、電気モータで駆動される動力の補助が電気モータ8から提供される。モータ8の作動はトルク感知装置9によって制御される。代案として、慣例の手法で、トルク変換器の代わりの回転弁システムとラック1の延長上に設けたシリンダ・ピストンを利用することによって、液圧式動力補助器が提供される。

【 0 0 3 1 】

慣例の動力かじ取りピニオン4はかじ取り歯車ハウジング内に軸支されるが、本発明によれば、図2、3に示す如く、それは軸受12、13によってピニオンキャリヤ11内に軸支される。ピニオンキャリヤ11はラック1の軸の方向にまたは、車両内における設置を簡便ならしめるのに必要な如く、その軸に対して或る角度をなして案内ロッド14、15上でハウジング3内で横に摺動するよう配置される。ピニオンキャリヤ11の行程は、ハウジング3内に設けられた受け台121に関してその各側にある隙間16によって制限される。

【 0 0 3 2 】

17で示すピニオンシャフトはピニオン4から延び、そのシャフトの上に据え付けられているのはオルダム(ol dam)継ぎ手18の1構成要素である。オルダム継ぎ手18の他の構成要素はトルクセンサー9を介してかじ取りコラム6に回転可能に連結されている。この手段によって、弛み無しの連結がシャフト17と19の間に提供され、これはピニオンキャリヤ11の小さい横の移動に順応することを可能にする。

【 0 0 3 3 】

ピニオンキャリヤ11はピニオンキャリヤ11の上部に形成された案内スロット20によって案内ロッド14、15の軸を中心として回転することを制止され、上記案内スロットはハウジング3内に固定された案内ピン21に掛合する。代案として、図示していない実施例においては、低摩擦様式での横移動を可能にし、同時にピニオンキャリヤ11の回転を阻止するために、ハウジング3内にローラ・軸受滑り面を備えることができる。

【 0 0 3 4 】

ピニオン4はかじ取り歯車内で軸受12を越えて下方に延びるシャフト22をもちかつそれにゼネバ(geneva)機構7が強固に固定されており、この機構はゼネバピン駆動プレート23、鎖錠プレートセクター24、ゼネバ駆動ピン25、およびゼネバ被動プレート27を含む。

ゼネバ駆動ピン25はゼネバ被動プレート27に形成された下部スロット26bに掛合し、このプレートは軸41を中心としてピニオンキャリヤ11内に軸支された被動プレートシャフト28を合体している。

【 0 0 3 5 】

ゼネバピン駆動プレート23の回転は、ピン25が図8に示す如くスロット28bから出る個所に到達するまで、被動プレート27をゼネバ機構に周知の手法で回転させる。これについては後述する。ピン29は速度レバー30に定着され、かつゼネバ被動プレート27に形成された上部スロット26aと掛合する。

10

20

30

40

50

【0036】

サーボ - モータ作動器 31 はリンク 32 の一端に連結され、そのリンクは次いで、速度レバー 30 に連結されている。作動器 31 はリンク 32 を上方に変位させ、かつ速度レバー 30 を車両の電子制御ユニット ECU または別の車両速度感知装置（図示せず）から受信した信号に応答して速度レバー 30 を傾斜させる。

【0037】

速度レバー 30 の反対端は戻り止装置 33 まで延び、この戻り止装置はばね 36、V 形切欠き 37 をもつプランジャ 35、受け台 38、および速度レバー 30 に定着されたピン 10 に軸支されたローラ 34 を含む。ローラ 34 は受け台 38 上で自由に転がる。ローラ 34 の自由運動を拘束するのばね負荷されたプランジャ 35 であり、このプランジャはばね 36 によって下方に負荷されており、かつその下端に V 形切欠き 37 をもつ。ローラは 39 で示されたその横行程距離内に制限されかつ、それは、行程距離 39 がハウジング 3 内のピニオンキャリヤの両側の隙間 16 を超えるよう配置される。

【0038】

図 4 は図 2 に示すかじ取り歯車の簡単化した図を示し、かじ取り角度比がかじ取りハンドル角度 101 と車両速度の両方の関数として変わる仕方を説明するのに必要な構成要素のみを示している。

垂直距離 103 は軸 41 とピン 104 の軸間の距離であり、このピンはローラ 29 を軸支する。ピン 104 は速度レバー 30 に定着されている。距離 103 は速度レバー 30 の傾斜によって変えられる。このことは作動器 31 を作動させることによって行われる。高車両速度では、距離 103 は低車両速度におけるより大きい。

【0039】

もう 1 つの図示していない実施例において、被動プレート 27 中の上部と下部のスロット 26a、26b は両ピン 25、29 が掛合する単一のスロットを形成するよう延びることができることは容易に理解されるだろう。

【0040】

図 5 は図 4 に示す機構についての 3 つ例の“かじ取り角度比”特性曲線を示す。図 5 の水平図表軸 105 は図 4 の矢印 101 として示されるかじ取りハンドル角度を表す。垂直図表軸 106 はかじ取り角度比を表す。曲線 107、108 および 109 は種々の車両速度における特性の例である。曲線 107 は、距離 103 がその最大設計位置 (at its maximum design position) にある結果としての高速におけるかじ取り角度比特性である。曲線 109 は、距離 103 がその最小設計位置にある結果としての低速におけるかじ取り角度比特性である。曲線 108 は、距離 103 がその中間設計位置近くにある結果としての中位の速度におけるかじ取り角度比特性である。すべての曲線は対称形である。曲線 107 と 109 の間には無限の数の曲線が存在可能である。

【0041】

正常な駆動状態の下では、車両速度が高ければ高い程、より小さいかじ取りハンドル角度範囲が使用される。例えば、曲線 107 上のかじ取り角度範囲 123 は典型的には、高い車両速度におけるものになるだろう。曲線 108 上のかじ取り角度範囲 124 は典型的には、中位の速度におけるものになるだろう。曲線 109 上のかじ取り角度範囲 125 は典型的には、遅い速度におけるものになるだろう。

【0042】

領域 111 はその上にわたってゼネバ機構 7 が作動するラック 1 の中心領域を表す。中心領域 111 の外側で、曲線 107、108 および 109 はすべて同じであり、中心領域 111 の両側に一定のかじ取り角度比の領域 110 によって表される。中心領域 111 内では、かじ取り角度比は常に、より高い車両速度においてより高くなる。かじ取り角度比は直線前進駆動位置において最大かじ取り角度比で、ベル形曲線内で滑らかに変化する。この直線前進駆動位置は図 5 の図表に水平軸 105 上に 0° のかじ取りハンドル角度として描かれている。

【0043】

10

20

30

40

50

曲線 107、108 および 109 によって表される中心領域 111 にまたがるベル形曲線の性質は、かじ取りハンドル角度とピニオンキャリヤ 11 の小さい横運動の間に“予定の伝動パターン”を造るゼネバ機構 7 の設計の結果として生ぜしめられる。

【0044】

図 6、7、8 および 9 は 4 つの異なるかじ取りハンドル角度 101 における図 4 の簡単化したかじ取り歯車を夫々示す。図 6、7、8 および 9 は同じ車両速度にあり、すべてが同じ距離 103 をもつ。この例では、距離 103 は高速度用のものであり、かじ取り角度比特性は曲線 107 である。

【0045】

図 10 は高速かじ取り角度比特性曲線 107 であり、図 6、7、8 および 9 の異なったかじ取りハンドル角度に相当する曲線上のポイントを示す。曲線 107 上のポイント 112 は図 6 に示すかじ取歯車の位置についてのかじ取り角度比である。同様に、ポイント 113 は図 7 に対応し、ポイント 114 は図 8 に対応し、ポイント 115 は図 9 に対応する。

【0046】

図 6 は直線前進駆動位置におけるかじ取り歯車を示し、かじ取りハンドル角度 101 は 0° であり、ゼネバピン 25 は軸 41 およびピニオン 4 と整列している。

【0047】

図 7 は直線前進駆動位置とゼネバ機構 7 の離脱位置の間のほど中間点におけるかじ取りハンドル角度 101 を示す。ゼネバ駆動ピン 25 はゼネバ駆動プレート 27 を軸 41 を中心としてかじ取りハンドル角度 101 と反対の回転方向に回す。正常な駆動状態では、ピボット 10 は横に動かないよう固定されており、従ってローラ 29 もまた実質上横に動かないよう固定されている。ローラ 29 はゼネバ被動プレート 27 中のスロット 26a と掛合したままに留まっており、ゼネバ被動プレート 軸 41 を横変位 116 だけ動かす。軸 41 はピニオンキャリヤ 11 に固定されており、従ってピニオン 4 もまた距離 116 だけ横に変位させられる。そのとき、ラックの行程 102 は、かじ取りハンドル角度 101 掛けピニオンピッチ半径 (pitch radius) 117 マイナス 距離 116 となる。

【0048】

これは下式によって表すことができる：

$$Y = (x_p) -$$

ここで、 $Y =$ ラック行程 102

$=$ かじ取りハンドル角度 101

p = ピニオンピッチ半径 117

$=$ 横変位 116

【0049】

それ故ゼネバ機構 7 は、ラック行程 102 を、それが同じ量のかじ取りハンドル角度 101 で別な場合に生じるものよりは小さくなし、それ故かじ取り角度比は増大する。

【0050】

図 8 はゼネバ機構 7 が掛合の限界にある状態でのかじ取りハンドル角度 101 を示す。図 9 は可能な最大かじ取りハンドル角度を示す。図 8 と 9 に示す位置間のかじ取り角度では、ゼネバ被動プレート 27 は鎖錠プレートセクター 24 によって回転しないよう固定されており、それ故かじ取り角度比は、図 5 に示す図表上の領域 110 によって表される如く一定である。

【0051】

かじ取り角度比は、かじ取りハンドル角度 () に関する横変位 () の変化率に比例して増す。かじ取りハンドル角度 101 に関する横変位 116 のこの変化率はかじ取りハンドル角度 () に関するゼネバ被動プレート 27 の回転の変化に実質上比例する。この変化率は、図 8 に示すゼネバ機構掛合の限界におけるゼロから図 6 に示す直線前進駆動位置における最大まで変化する。それ故、かじ取り角度比の増大もまた、ゼネバ機構掛合の限界におけるゼロから直線前進駆動位置における最大まで変化する。

【0052】

10

20

30

40

50

変化する距離 103 はかじ取り角度比の増大を増す。距離 103 が最大のとき、横変位 () の変化対ゼネバ機構被動プレート 27 の回転の変化の比率は最大になり、それ故かじ取り角度比の増大は最大になる。勿論、距離 103 は、距離 116 が、図 6 における如く直線前進位置にあるときに担持されるピニオンによって進められる距離に等しくなるまで、更に増大することができる。この位置で、かじ取り角度は瞬間に無限大になる。

【0053】

動力かじ取り歯車の作動においては、トルクセンサー (図 1) はかじ取りコラム 6 に加えた入力トルクに応じた信号を発生する電気装置を含む。典型的には、最大信号が発生して、電気モータ 8 から必要とされる程度の出力補助トルクを要求する。正常な駆動条件下で、ラック 1 に最大出力を生じるのに必要とされるこのトルクは 10 Nm 程度である。

10

【0054】

このトルクはピニオン 4 によってピニオンキャリヤ 11 に伝達される。このピニオンは正常には、もし戻り止装置 33 の作用がなかったら、図 3 に示す如く、速度レバー 30 とピニオンキャリヤ 11 を横に動かす。しかしこれは、10 Nm の入力トルクになるまで、かかる動きを防止するよう配置されている。その後、その戻り止装置は、ピニオンキャリヤ 11 が例えば受け台 121 において止まるまで、ピニオンキャリヤ 11 が横に動くことを許すべく撓む。

【0055】

図 11 はゼネバ機構 7 を保護するために過剰の荷重がそのゼネバ機構を迂回する位置において図 3 に示すかじ取り歯車を示す。戻り止装置 33 の作用を以下詳細に説明する。

20

【0056】

正常な駆動条件下で、ローラ 34 の位置は V 形切欠き 37 によって固定され、該機構内の横荷重が速度レバー 30 に、次いでローラ 34 に伝えられる。軸方向ラック荷重 118 が、正常な駆動状態のために必要なものより大きいかじ取りハンドルトルク 119 に一致する予定の限界を越えたとき、プランジャ 35 がローラ 34 によって上方に押され、かつピニオンキャリヤ 11 は、それが受け台 121 においてハウジング 3 に接触するまで、横に動く。次いで過剰の軸方向ラック荷重が荷重経路 122 によって示す如く、ハウジング 3 に伝えられる。ゼネバ駆動ピン 25、ゼネバ被動プレート 27、速度レバー 30 およびかじ取り歯車中の他の構成要素はそのとき、この過剰の線方向ラック荷重を及ぼされない。該機構はそれを両方向の線方向ラック荷重から保護するために、対称的に作動する。

30

【0057】

ゼネバ機構 7 上に及ぼされる荷重を制限するための迂回路として作用する戻り止装置 33 を設けることは、100 Nm を十分に超えるかも知れない極めて高いトルクがかじ取りハンドルに加わるか、または道路の窪みまたは縁石に前輪が衝突して同じ程度のものがラックに加わるような場合に、有益である。かじ取り歯車設計の仕様は、かじ取り歯車が上記のものを十分に超える試験力に耐え得ることを要求する。

【0058】

上述の実施例は、かじ取りハンドル角度とピニオンキャリヤ 11 の小さい横運動間の“予定の伝動パターン”を生じるゼネバ機構 7 につき説明したが、このゼネバ機構 7 は同様の予定の伝動パターンを生じることができる他の機構と置き換えることができる。かかる機構の 1 つは、デスマドロミック (desmodromic) カム機構である。

40

【0059】

図 12 はゼネバ機構の代わりにデスマドロミックカム機構を用いたかじ取り歯車の第 2 の実施例の簡単化した図を示す。図 12 に示されていないかじ取り歯車の構成要素は図 2、3 に示すかじ取り歯車のものと同じである。

【0060】

図 12 に示すデスマドロミックカム機構を図 4 に示す簡単化したゼネバ機構と比較すると、デスマドロミックカム 126a と 126b はゼネバ駆動ピン 25 と鎖錠プレートセクタ - 24 に取って代わり、従動子アーム 127 はゼネバ被動プレート 27 に取って代わる。

【0061】

50

速度レバー 30 に取り付けられたピン 29 は従動子アーム 127 に形成されたスロット 130 に掛合する。従動子アーム 127 から突出するシャフト 28 は軸 41 を中心としてピニオンキャリヤ 11 内に軸支される。垂直距離 103 は軸 41 とピン 29 の軸 104 間の距離である。第 1 実施例と同様に、距離 103 は、ピボット 10 を中心として速度レバー 30 を傾斜させるためにサーボモータ 31 によって変えられる。同様に、高い車両速度では、距離 103 は低い車両速度におけるよりも大きい。

【0062】

従動子アーム 127 に取り付けられたローラ 128a はカム 126a に従動し、ローラ 128b はカム 126b に従動する。カム 126a と 126b は従動子アーム 127 をかじ取りハンドル角度 () 101 に依存する予定の量だけ回転させる。両アーム 126a、126b は、ばね等を用いてカム表面にローラ 128a と 128b を押しつける必要なしに、従動子アーム 127 の回転が常に制御されるように使用される。1 つの従動子アームの回転を制御するために 2 つのカムを用いるこの配置はデスマドロミックカム機構として一般に知られている。

【0063】

カム 126a と 126b のプロファイル 131a と 131b は夫々、図 4 に示すかじ取り歯車の第 1 実施例のゼネバ被動プレート 27 と同様な、かじ取りハンドル角度 () 101 に関する動きを、従動子アーム 127 に与えるように設計される。中心領域 111 の外側では、カムプロファイルは、ゼネバ駆動ピン 25 がスロット 26 から外れたとき、鎖錠プレートセクター 24 によってゼネバ被動プレート 27 を回転しないようになすのと同様な手法で、従動子アーム 127 を回転しないように保つよう設計される。これは、図 12 に示すデスマドロミックカム機構が図 5 に示す第 1 実施例について記載したものと同様な予定の伝動パターンを与えることを意味する。

【0064】

図 13 は中心領域 111 の限界にあるにおけるデスマドロミックカム機構を示し、図 14 は最大かじ取りハンドル角度 101 にあるデスマドロミックカム機構を示す。

【0065】

本文中で使用する用語“かじ取りハンドル”は任意の、旋回するまたは回転可能のドライバーかじ取り入力装置を含むものである。

発明の精神と範囲を逸脱することなく多くの変形および変更を本発明になし得ることは当業者には理解されるだろう。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の第 1 実施例による車両用のラック・ピニオンかじ取り歯車の斜視図である。

【図 2】図 1 の線 I - I 上の横断面図である。

【図 3】図 2 の線 II - II 上の横断面図である。

【図 4】第 1 実施例のゼネバ機構の部分を示す、図 2 の簡単化した拡大図である。

【図 5】図 1 に示す第 1 実施例によって得られるかじ取り角度比対かじ取りハンドル角度の図表である。

【図 6】図 4 のゼネバ機構の 1 つの位置を示す図である。

【図 7】図 4 のゼネバ機構の他の位置を示す図である。

【図 8】図 4 のゼネバ機構の更に他の位置を示す図である

【図 9】図 4 のゼネバ機構の更に他の位置を示す図である。

【図 10】図 5 中の単一の高速曲線を表す図表である。

【図 11】かじ取り歯車に加わる過剰の荷重が迂回させられている、図 2 と同様の横断面図である。

【図 12】本発明の第 2 実施例において、図 2 の第 1 実施例のゼネバ機構に取って代わるデスマドロミックカム機構の簡単化した図である。

【図 13】図 12 に示すデスマドロミックカム機構の 1 つの位置を示す図である。

【図 14】図 12 に示すデスマドロミックカム機構の他の位置を示す図である。

10

20

30

40

50

【図 5】

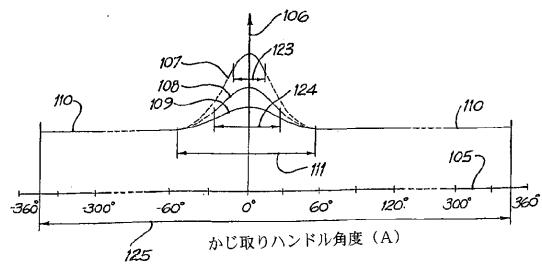


FIG. 5

【図 10】

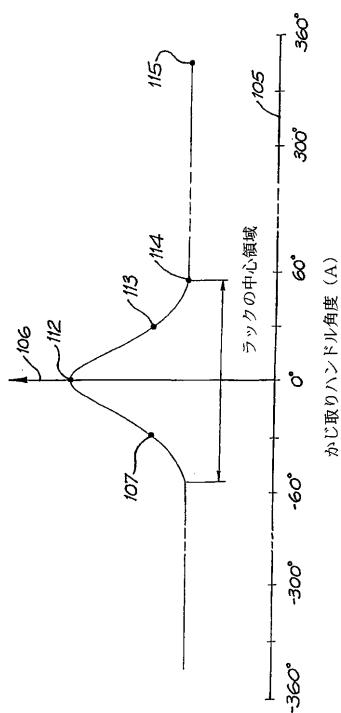


FIG. 10

WO 02/36410

PCT/AU01/01399

VARIABLE RATIO STEERING GEAR

TECHNICAL FIELD

- 5 The present invention relates to a Variable Ratio Steering Gear in which the ratio between the driver's control device and the road wheels varies firstly in accordance with vehicle speed and secondly in accordance with the angle of turn from centre of the road wheels. More particularly the invention is directed towards a Variable Ratio Steering Gear in which the ratio between the 10 amplitude of the driver's input to the control device and the turning of the road wheels(hereinafter referred to as the steering ratio) increases within a central region of the rack and further increases the central region of the rack as vehicle speed increases.

15 BACKGROUND

Various devices have been described in the literature and patents which seek to accomplish the above objectives based on electronic devices which do not employ any direct mechanical connection between the driver's control device, 20 whether a steering wheel or a "joy stick" or the like.

There is concern, however, at the absolute reliability of such devices and has been proposed that one or even two additional electronic systems be used to provide system redundancy to lessen the possibility of a major malfunction 25 occurring. Alternatively, it has been proposed that a mechanical connection also be provided between the driver's control device and the road wheels which would take over in the event of a major malfunction of the electronic device.

A problem arises, however, in having a mechanical back-up device reasonably 30 mimic the performance of the electronic device, so that, if a transition to mechanical from electronic operation occurred at high speed or in a corner, the driver has the best chance of retaining control of the vehicle.

Consideration must also be given to the appropriate ratio pattern relating the angle of turn of the road wheels to the steering wheel. Only certain mechanical linkages are suitable to perform this function, one of which is the well-known 5 Geneva Pin and Slot device the use of which is described below. An alternative design using a cam mechanism is also described.

Practical means of providing the correct force levels (that is "feel") at the steering wheel rim are required in both the mechanical and electronic devices.

10

It is now accepted that power assistance is provided in the steering systems of all but the smallest cars, and that electric power assist will replace hydraulic assist in many cases.

15

JP Patent publication no. 60131366A in the name of Fuji Heavy Industries Limited discloses a variable ratio steering gear in which the ratio between the driver's control device and the road wheels varies firstly in accordance with vehicle speed and secondly in accordance with the angle of turn from centre of the road wheels. However, the steering gear described in this reference is only 20 for a manual steering gear in which the steering gear ratio is reduced over the central region of the rack by utilising a linkage means which creates movement of the pinion and housing simultaneously. The linkage means utilised results in further reduction of the steering gear ratio over the central region of the rack as vehicle speed increases. Such a device is not suited for use on a power 25 assisted steering gear and is an undesirable arrangement in that the signal to increase the output near centre is derived from the modified output and not the input.

30

The following description relates to the appropriate mechanical construction which is suited to both hydraulic and electric power steering, both of which are based, according to the invention, on substantially the same construction.

Provision is also made within these mechanisms to provide supplemental steering inputs which may be derived from electronic devices, but according to the preferred embodiment such inputs will be very limited in extent so that even 5 if they malfunction the effect on the driver's control will be minimal.

SUMMARY OF THE INVENTION

In a first aspect the present invention consists in a rack and pinion steering gear for a vehicle in which the steering angle ratio varies as a function of at 10 least both the steering wheel angle input provided by the driver and vehicle speed, said steering gear comprising a rack laterally displaceable with respect to a steering gear housing, **characterised in that** said steering gear further comprises a pinion laterally moveable within said housing substantially in a 15 direction of travel of said rack whilst engaged with said rack, and said steering angle ratio is increased in a central region of travel of said rack when compared to regions either side thereof, and said steering angle ratio is further increased in said central region as vehicle speed increases.

20 Preferably said pinion is journalled for rotation within a pinion housing laterally moveable within said steering gear housing substantially in the direction of travel of said rack, so subtracting from the travel of said track and so minimising the travel ratio therebetween by a variable amount, said amount decreasing with rotation of the pinion from the centre straight ahead position and also 25 decreasing with the speed of the vehicle.

Preferably said rack and pinion steering gear has a first mechanical linkage 30 means connected to said pinion to move said pinion in said steering gear housing in accordance with a predetermined transmission pattern operable in said central region of travel of said rack and disconnected therefrom in said regions either side thereof, and a second mechanical linkage means connected to said first mechanical linkage means adapted to multiply said transmission

pattern as a function of vehicle speed to further increase said steering angle ratio in said central region.

Preferably said rack and pinion steering gear includes a 5 by-pass means connected to said second mechanical linkage means adapted to limit loads transmitted through said first and second mechanical linkage means when the load being transmitted from the pinion to the rack or vice versa exceeds a predetermined value, said loads thereafter being carried solely by said rack and said pinion.

10

Preferably said bypass means comprises a detent mechanism connected to said housing.

In a first embodiment said first said mechanical linkage means comprises a 15 Geneva mechanism, having a first shaft rotatable with said pinion carrying a first pin offset from the axis of said first shaft, said first pin operable to engage a radial slot in a member carried by a second shaft whose axis is parallel with and offset from the axis of the first shaft, a further radial slot in a member rotatable with said second shaft, and a second pin engaged in said second slot, fixed 20 laterally with respect to said housing at a distance with respect to the axis of said second shaft variable in accordance with vehicle speed.

25

Preferably said first embodiment comprising a lever pivoted with respect to said housing, said second pin being secured to said lever.

30

Preferably said vehicle includes a detection means for detecting the departure of the vehicle from the directional course as indicated by the driver's position of the steering wheel and in respect to the vehicle speed, said detection means providing an output signal to an actuator means in order to move said second pin laterally in said housing in response said output signal.

In a second embodiment said first mechanical linkage comprise a pair of desmodromic cams.

- In a second aspect the present invention consists in a rack and pinion steering gear for controlling the road wheel steering angle of a vehicle as a function of at least the steering wheel angle input provided by the driver and vehicle speed, the steering gear comprising a rack laterally displaceable in a fixed rack housing, and a pinion journaled for rotation in a pinion housing, the displacement of the rack in the rack housing determining the road wheel angle and the rotation of the pinion in the pinion housing determined by the steering wheel angle, the instantaneous ratio between changes in steering wheel angle and changes in road wheel angle defining a steering ratio characteristic which varies as a function of steering wheel angle and vehicle speed, wherein the pinion housing is journaled for lateral displacement relative to the rack housing, and an actuation means determines the lateral displacement of the pinion housing relative to the rack housing as a function of the magnitude of at least steering angle and vehicle speed, thereby determining the steering ratio characteristic.
- 20 Preferably the actuation means comprises a mechanical linkage, such that, when displacement inputs relating to the magnitude of steering wheel angle and vehicle speed are applied to said linkage, and said linkage has a kinematic characteristic output to the rack which therefore varies with the magnitude of said displacement inputs.

25

Preferably one or both of the displacement inputs are provided by an electric or hydraulic actuator.

30

In a first embodiment the mechanical linkage comprises a pin-and-slot mechanism.

In a second embodiment the mechanical linkage comprises a cam-and-follower mechanism.

Preferably the mechanical linkage comprises a spring loaded element which 5 provides compliance to the linkage during high load conditions, and thereby protecting the mechanism from damage during these conditions.

Preferably the actuation means determines the lateral displacement of the 10 pinion housing relative to the rack housing also as a function of an additional input which is independent of the steering wheel angle input provided by the driver.

Preferably the actuation means is a hydraulic or electric actuator.

15 Preferably the steering ratio characteristic provides a steering ratio in the centre operating region of the steering gear associated with on-centre driving which is greater, by a given maximum increment, than the steering ratio provided in the other operating regions of the steering gear either side of this centre operating region.

20 Preferably the increment is larger in magnitude for higher vehicle speeds.

Preferably the increment is zero or negative for low vehicle speeds.

25 According to the present invention, at least two mechanical devices are used in series to provide as close as possible to the idealised steering ratio characteristic throughout the very wide range of force levels and sensitivity which typically occur in vehicle steering. It is preferred that the use of the steering wheel is retained.

In one aspect of the present invention the steering control movements are dealt with as occurring within three separate regions, a centre region, where the sensitivity changes both in accordance with vehicle speed and also in accordance with the angle of turn of the control device. This relationship results 5 from the well-known principle that the lateral acceleration (which is limited in practice by the adhesion of the tyre to the road) varies as the inverse of the radius of turn and the square of the speed. The turn radius is largely determined by the angle of the front tyres to the road and hence the steering wheel angle. This regime dominates the steering at speeds of above about 10 30kph, but only requires a turn of the front wheels of about 1/5th of the angle of turn to the limit stopping angle occasionally used in low speed corner in and parking. In remaining four fifths of turning of the front wheels, the appropriate steering ratio is typically selected so that the steering effort will not be excessive in the event that the power assist system fails, and this usually calls for a 15 steering ratio of about 10 or 12 to 1.

Preferably, in accordance with the invention, the control in the centre region employs a Geneva principle, which provides a characteristic plot of steering ratio versus turn of the steering wheel close to that needed to achieve a linear 20 relationship between the angle of rotation of the steering wheel and the yaw rate of the vehicle when the vehicle is operated at limit speeds typical of the radius of turn corresponding that that angle of rotation. The plot is sometimes termed the bell curve. It is preferred that the Geneva arrangement is such that the pin lies between the two axes of the Geneva movement and not outside 25 therefore as shown in the US patents 5,489,004 and 5,482,130 assigned to Honda and described in the SAE paper 1999-01-0395; "Improvements in Driver-Vehicle System Performance by Varying Steering Gain with Vehicle Speed and Steering Angle". Also in Bishops Patents 2,508,057, 2,682,311 and 2,865,215 (the first two Bishop Patents relate to aircraft nosegear steering, and the latter 30 Patent to Automotive Power Steering).

In this later arrangement of this mechanism where the pin lies outside the two axes, there is difficulty in providing an adequate high steering ratio on-centre and, at the same time, avoiding an undesirably low ratio towards the lock. Furthermore, there is difficulty in designing the system to carry the very high 5 test loads which, according to automotive specifications, a steering system must be able to carry.

According to the present invention, a conventional rack and pinion steering gear is used in combination with a side-shifting pinion. It is fortuitous that the 10 necessary amount of side-shift of the pinion of a steering system made according to the teachings of the invention is very small, and the linking of the steering gear input shaft to the driver's steering shaft can readily be accommodated in a simple coupling device.

15 This steering system provides modulation of steering sensitivity when the vehicle is travelling straight ahead or in a turn without reliance on sensitivity reduction suspension devices of a type which incur a lagging response to driver input. This also allows a significant reduction in the angle of turn of the steering wheel in normal cornering, improving the capability of a driver to make a swift 20 turn of the steering wheel in the case of imminence of a skid.

Three regimes are provided, the centre as described above and the two side 25 regions so that the ideal ratio can be chosen in all three areas of operation. The very high loads to which the steering gear may occasionally be exposed can be bypassed from affecting the sensitive ratio changing device in the narrow centre region, in which event the steering gear momentarily reverts to a conventional power rack and pinion steering which can readily accommodate such excess loading.

The side-shifting of the pinion is so arranged that it subtracts from the output of the rack and pinion and can quite readily be made so as to provide a centre steering ratio of any magnitude that may be required.

5 BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Fig. 1 is a perspective view of a rack and pinion steering gear for a vehicle in accordance with a first embodiment of the present invention.

10 Fig. 2 is a cross sectional view through section I-I of Fig.1

Fig 3. is a cross sectional view through section II-II of Fig.2

15 Fig 4. is an enlarged simplified view of Fig.2 showing a geneva mechanism portion of the first embodiment.

Fig. 5 is a graph of steering angle ratio vs steering wheel angle achieved by the first embodiment shown in Fig. 1.

20 Figs. 6 –9 depict various positions of the geneva mechanism shown in Fig. 4.

Fig 10 is a graph depicting a single high speed curve from Fig. 5.

25 Fig. 11 is a similar cross sectional view to Fig. 2 with excessive loads on the steering gear being bypassed.

Fig.12. is a simplified view of a desmodiromic cam mechanism which replaces the geneva mechanism of the first embodiment shown in fig.2 in a second embodiment of the present invention.

Figs. 13 and 14 depict two positions of the desmodromic cam mechanism shown in Fig. 12.

MODE OF CARRYING OUT THE INVENTION

5

Figs. 1, 2 and 3 show the general arrangement of the main components of one configuration of a first embodiment of the steering gear made according to the invention.

- 10 Rack 1 and pinion 4 are constructed according to the widely accepted arrangement employed in rack and pinion steering gears. Tie rods (not shown) are connected to each end of the rack and are pivoted to steering arms extending rearwardly or forwardly from the pivoted front wheels of the vehicle. Rack 1 slides in rack guide 2, incorporated in housing 3 (Figs. 2 and 3) at one
15 side of the vehicle and in a journal (not shown) on the opposite side of the vehicle. Pinion 4 engages rack 1 in the conventional manner and is connected to rotate with steering wheel 5 by steering column 6.

20 In the form of steering gear to be described, electric motor driven power assistance is provided from electric motor 8. The operation of motor 8 is controlled by torque sensing device 9. Alternatively, hydraulic power-assist may be provided by employing a rotary valve system in place of torque transducer and a cylinder and piston on an extension of rack 1 in the conventional manner.

- 25 In conventional power steering, pinion 4 is journalled in the steering gear housing whereas according to the invention, and as shown in Figs. 2 and 3, it is journalled in pinion-carrier 11 by bearings 12 and 13. Pinion carrier 11 is arranged to slide laterally in housing 3 on guide rods 14 and 15 in the direction of the axis of rack 1, or at some angle with respect thereto as required for
30 convenient installation in the vehicle. Travel of pinion carrier 11 is limited by the

WO 02/36410

PCT/AU01/01399

11

clearance 16 on each side thereof with respect to abutments 121 provided in housing 3.

A pinion shaft as at 17 extends from pinion 4, on which is mounted one component of an oldham coupling 18. The other component of oldham coupling 18 being mounted on input-shaft 19 rotatably connected to steering column 6 via torque sensor 9. By this means, a slack-free connection is provided between shafts 17 and 19 which can accommodate the small lateral movement of the pinion carrier 11.

10

Pinion carrier 11 is restrained from rotation about the axis of guide rods 14 and 15 by a guide slot 20 formed in the upper portion of pinion carrier 11 which engages a guide pin 21 fixed within housing 3. Alternatively, in a not shown embodiment, a roller-bearing slideway may be provided within housing 3 to allow lateral movement in a low friction manner, at the same time providing against rotation of pinion carrier 11.

Pinion 4 has a shaft 22 extending downwardly within the steering gear, beyond bearing 12 as and has rigidly fixed thereto, a geneva mechanism 7 which includes geneva pin drive plate 23, locking plate sector 24, geneva drive pin 25 and geneva driven plate 27.

Geneva drive pin 25 engages a lower slot 26b, formed in geneva-driven plate 27, which incorporates a driven plate shaft 28 journaled in pinion carrier 11 about axis 41.

Rotation of geneva pin drive plate 23 causes driven plate 27 to rotate in the familiar manner of the geneva mechanism until a point is reached where pin 25 leaves slot 26b as illustrated in Figure 8 as described subsequently. Pin 29 is

secured to speed lever 30 and engages with upper slot 26a, formed in geneva-driven plate 27.

A servo-motor actuator 31 is connected to one end of link 32 which in turn is connected to speed lever 30. Actuator 31 causes link 32 to be displaced upwardly and inclines speed lever 30 in response to a signal received from the vehicle's electronic control unit ECU or a separate vehicle speed sensing device (not shown).

10 The opposite end of speed lever 30 extends to a detent device 33 which includes spring 36, plunger 35 with V-notch 37, an abutment 38 and roller 34 journaled on pin 10 secured to speed lever 30. Roller 34 rolls freely on abutment 38. Restricting the free movement of roller 34 is spring loaded plunger 35 which is loaded downwardly by spring 36 and has at its lower extremity V-notch 37. The roller is limited in its lateral travel distance shown as 39, and it is arranged such that travel distance 39 exceeds the clearance 16 at either side of pinion carrier within housing 3.

20 Fig. 4 shows a simplified view of the steering gear shown in fig. 2 with only the components shown that are necessary to describe how the steering angle ratio varies as a function of both steering wheel angle 101 and vehicle speed.

25 Vertical distance 103 is the distance between axis 41 and the axis of pin 104 which journals roller 29. Pin 104 is secured to speed lever 30. Distance 103 is varied by inclination of speed lever 30 which is achieved by actuating actuator 31. At a high vehicle speed, distance 103 is greater than at a low vehicle speed.

30 It should be readily understood that in another not shown embodiment, upper and lower slots 26a,26b in driven plate 27, can be extended to form a single slot in which both pins 25 and 29 engage.

Fig. 5 shows three example "steering angle ratio" characteristic curves for the mechanism shown in figure 4. Horizontal graph axis 105 on figure 5 represents steering wheel angle, shown as arrow 101, on figure 4. Vertical graph axis 106 represents steering angle ratio. Curves 107, 108 and 109 are example characteristics at various vehicle speeds. Curve 107 is the steering angle ratio characteristic at high speed as a result of distance 103 being at its maximum design position. Curve 109 is the steering angle ratio characteristic at a low speed as a result of distance 103 being at its minimum design position. Curve 108 is the steering angle ratio characteristic at a medium speed as a result of distance 103 being near its middle design position. All curves are symmetrical. There are an infinite number of curves possible between curves 107 and 109.

Under normal driving conditions the higher the vehicle speed the less steering wheel angle range is used. For example steering angle range 123 on curve 107 would be typical at high vehicle speed. Steering angle range 124 on curve 108 would be typical at medium speed. Steering angle range 125 on curve 109 would be typical at low speed.

Region 111 represents the central region of rack 1 over which geneva mechanism 7 is operable. Outside of the central region 111, curves 107, 108 and 109 all are identical and are represented by constant steering angle ratio regions 110 on either side of central region 111. Within central region 111 the steering angle ratio changes smoothly in a bell shaped curve with the maximum steering angle ratio at the straight ahead driving position, which in the graph of figure 5 is depicted as the 0° steering wheel angle on the horizontal axis 105.

The nature of the bell curves spanning the central region 111, as represented by curves 107, 108 and 109, are generated as a result of the design of geneva mechanism 7, which creates a "predetermined transmission pattern" between the steering wheel angle and the small lateral movement of pinion carrier 11.

Figs. 6, 7, 8 and 9 show the simplified steering gear of figure 4 at four different steering wheel angles 101, respectively. Figs. 6, 7, 8 and 9 are at the same vehicle speed and as such all have the same distance 103. In this example distance 103 is for high speed and the steering angle ratio characteristic is curve 107.

Fig. 10 is high speed steering angle ratio characteristic curve 107 showing the points on the curve corresponding to the different steering wheel angles of figs. 6, 7, 8 and 9. Point 112 on curve 107 is the steering angle ratio for the position of the steering gear shown in figure 6. Likewise, point 113 corresponds to figure 7, point 114 corresponds to figure 8, and point 115 corresponds to figure 9.

Fig. 6 shows the steering gear in the straight ahead driving position where the steering wheel angle 101 is 0° and geneva pin 25 is in line with axis 41 and pinion 4.

Fig. 7 shows the steering wheel angle 101 approximately halfway between the straight ahead driving position and geneva mechanism 7 disengaging position. Geneva drive pin 25 rotates geneva driven plate 27 about axis 41 in the opposite rotational direction to the steering wheel angle 101. Under normal driving conditions pivot 10 is laterally fixed so roller 29 is also essentially laterally fixed. Roller 29 remains engaged with slot 26a in geneva driven plate 27 causing geneva driven plate axis 41 to move by lateral displacement 116. Axis 41 is fixed to pinion carrier 11 so that pinion 4 is also laterally displaced by distance 116. Rack travel 102 is then the steering wheel angle 101 multiplied by the pinion pitch radius 117 minus distance 116.

This can be represented by the formula:

$$Y = (\theta * r_p) - \Delta$$

Where Y = rack travel 102
 θ = steering wheel angle 101
 r_p = pinion pitch radius 117
5 Δ = lateral displacement 116

Therefore geneva mechanism 7 causes rack travel 102 to be less than it would otherwise be for the same amount of steering wheel angle 101 and hence the steering angle ratio is increased.

10 Fig. 8 shows steering wheel angle 101 such that geneva mechanism 7 is at the limit of engagement. Fig. 9 shows the maximum steering wheel angle possible. For steering angles between the positions shown in figs. 8 and 9 geneva driven plate 27 is rotationally fixed by locking plate sector 24 and hence the steering
15 angle ratio is constant as represented by regions 110 on the graph shown in Fig. 5.

20 The steering angle ratio increases proportionally to the rate of change of lateral displacement (Δ) 116 with respect to steering wheel angle (θ) 101. This rate of change of lateral displacement 116 with respect to steering wheel angle 101 is essentially proportional to the change of rotation of geneva driven plate 27 with respect to steering wheel angle (θ) 101. This rate varies from zero at the limit of geneva mechanism engagement shown in figure 8 to a maximum at the straight ahead driving position shown in fig. 6. Therefore the increase in steering angle
25 ratio also varies from zero at the limit of Geneva mechanism engagement to maximum at the straight ahead driving position.

30 Varying distance 103 multiplies the increase in steering angle ratio. When distance 103 is maximum then the rate of change of lateral displacement (Δ) 116 to change of rotation of Geneva driven plate 27 is maximum and hence increase in steering angle ratio is maximum. Of course distance 103 may be

further increased until distance 116 equals the distance travelled by the pinion carried when the mechanism is in the straight ahead position as in Fig.6. At this position the steering angle is momentarily infinite.

- 5 In operation of the power steering gear, torque sensor 9 (Fig. 1) comprises either an electrical device which generates a signal according to the input torque applied to steering column 6. Typically a maximum signal is generated, calling for the required degree of output assist torque from electric motor 8. This torque required to produce the maximum output force at rack 1 under
10 normal driving conditions is of the order of 10 Nm.

This torque is transmitted to pinion carrier 11 by pinion 4 which normally would cause speed lever 30 and pinion carrier 11 to move laterally as shown in Figure 3, were it not for the action of detent device 33. This, however, is arranged to
15 prevent such movement up to the input torque of 10 Nm, after which it yields to permit the pinion carrier 11 to move laterally until the pinion carrier 11 stops as at abutment 121.

Fig. 11 shows the steering gear shown in figure 3 in a position where excessive
20 load bypasses geneva mechanism 7 to protect it. The operation of detent device 33 will now be described with greater detail.

Under normal driving conditions the position of roller 34 is fixed by V-notch 37 and lateral loads in the mechanism are transmitted to speed lever 30 then to
25 roller 34. When axial rack load 118 exceeds a pre-determined threshold that corresponds to a steering wheel torque 119 greater than required for normal driving conditions, plunger 35 is then pushed upwards by roller 34 and pinion carrier 11 moves laterally until it contacts housing 3 at abutment 121. Excessive axial rack load is then transmitted to housing 3 as shown by load path 122.
30 Geneva drive pin 25, geneva driven plate 27, speed lever 30 and other components in the steering gear are then not subjected to this excessive axial

rack load. The mechanism operates symmetrically to protect it from excessive axial rack loads in both directions.

The provision of detent device 33 to act as a bypass means to limit loads imposed on the geneva mechanism 7 is beneficial where very high torques are applied to the steering wheel, possibly well in excess of 100 Nm or applied to the rack of the same order by impact of the front wheels on a road pot-hole or kerb. Steering gear design specifications requires that steering gear be able to withstand test forces well in excess of the above.

10

Whilst the abovementioned embodiment describes a geneva mechanism 7 which creates a "predetermined transmission pattern" between the steering wheel angle and the small lateral movement of pinion carrier 11, this geneva mechanism 7 may be replaced by another mechanism which is able to create a similar predetermined transmission pattern. One such mechanism is a desmodromic cam mechanism.

Fig. 12 shows a simplified view of a second embodiment of a steering gear using a desmodromic cam mechanism instead of a geneva mechanism. The components of the steering gear that are not shown on figure 12 are the same as the steering gear shown in figures 2 and 3.

Comparing the desmodromic cam mechanism shown in fig. 12 with the simplified geneva mechanism shown in fig. 4, desmodromic cams 126a and 126b replaces geneva drive pin 25 and locking plate sector 24, and follower arm 127 replaces geneva driven plate 27.

Pin 29 attached to speed lever 30 engages slot 130 formed in follower arm 127. Shaft 28 which projects from follower arm 127 is journaled in pinion carrier 11 about axis 41. Vertical distance 103 is the distance between axis 41 and axis 104 of pin 29. Distance 103, in a like manner to the first embodiment, is varied

by servo motor 31 to incline speed lever 30 about pivot 10. Similarly, at high vehicle speed, distance 103 is greater than at low vehicle speed.

Roller 128a attached to follower arm 127 follows cam 126a and roller 128b follows cam 126b. Cams 126a and 126b rotate follower arm 127 a pre-determined amount depending on steering wheel angle(θ) 101. Both cams 126a and 126b are used so that the rotation of follower arm 127 is always controlled without the need to force the rollers 128a and 128b on to the cam surface using a spring or the like. This arrangement using two cams to control the rotation of one follower arm is commonly known as a desmodromic cam mechanism.

Profiles 131a and 131b of cams 126a and 126b respectively are designed to give follower arm 127 a similar motion with respect to steering wheel angle (θ) 101, as geneva driven plate 27 in the first embodiment of the steering gear shown in figure 4. Outside central region 111 the cam profiles are designed to keep rotation of follower arm 127 fixed in a similar manner to fixing rotation of geneva driven plate 27 by locking plate sector 24 when geneva drive pin 25 disengages from slot 26. This means that the desmodromic cam mechanism shown in figure 12 gives a similar predetermined transmission pattern to that described for the first embodiment shown in fig. 5.

Fig. 13 shows the desmodromic cam mechanism at the limit of central region 111 and fig. 14 shows the desmodromic cam mechanism at maximum steering wheel angle 101.

²⁵ The term "steering wheel" as used herein includes any pivotal or rotatable driver steering input device.

It will be recognised by persons skilled in the art that numerous variations and modifications may be made to the invention without departing from the spirit and scope of the invention.

CLAIMS

1. A rack and pinion steering gear for a vehicle in which the steering angle ratio varies as a function of at least both the steering wheel angle input provided by the driver and vehicle speed, said steering gear comprising a rack laterally displaceable with respect to a steering gear housing, **characterised in that** said steering gear further comprises a pinion laterally moveable within said housing substantially in a direction of travel of said rack whilst engaged with said rack, and said steering angle ratio is increased in a central region of travel of said rack when compared to regions either side thereof, and said steering angle ratio is further increased in said central region as vehicle speed increases.
- 15 2. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 1, in which said pinion is journaled for rotation within a pinion housing laterally movable within said steering gear housing substantially in the direction of travel of said rack, so subtracting from the travel of said track and so minimising the travel ratio therebetween by a variable amount, said amount decreasing with rotation of the pinion from the centre straight ahead position and also decreasing with the speed of the vehicle.
- 25 3. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 1, comprising a first mechanical linkage means connected to said pinion to move said pinion in said housing in accordance with a predetermined transmission pattern operable in said central region of travel of said rack and disconnected therefrom in said regions either side thereof, and a second mechanical linkage means connected to said first mechanical linkage means adapted to multiply said transmission pattern as a function of vehicle speed to further increase said steering angle ratio in said central region.

4. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 3, comprising a by-pass means connected to said second mechanical linkage means adapted to limit loads transmitted through said first and second mechanical linkage means when the load being transmitted from the pinion to the rack or vice versa exceeds a predetermined value, said loads thereafter being carried solely by said rack and said pinion.
5
5. A rack and pinion steering gear for a vehicle as claimed in 4 wherein said bypass means comprises a detent mechanism connected to said housing.
10
6. A rack and pinion steering gear for a vehicle as claimed in claims 3 to 5 wherein said first mechanical linkage means comprises a Geneva mechanism, having a first shaft rotatable with said pinion carrying a first pin offset from the axis of said first shaft, said first pin operable to engage a radial slot in a member carried by a second shaft whose axis is parallel with and offset from the axis of the first shaft, a further radial slot in a member rotatable with said second shaft, and a second pin engaged in said second slot, fixed laterally with respect to said housing at a distance with respect to the axis of said second shaft variable in accordance with vehicle speed.
15
7. A rack and pinion steering gear for a vehicle as claimed in claims 1 to 6 further comprising a lever pivoted with respect to said housing, said second pin being secured to said lever.
20
8. A rack and pinion steering gear for a vehicle as claimed in claim 6 wherein said vehicle includes a detection means for detecting the departure of the vehicle from the directional course as indicated by the driver's position of the steering wheel and in respect to the vehicle
25
- 30

speed, said detection means providing an output signal to an actuator means in order to move said second pin laterally in said housing in response said output signal.

- 5 9. A rack and pinion steering gear as claimed in claims 3 to 5 wherein said first mechanical linkage comprise a pair of desmodromic cams.
10. A rack and pinion steering gear for controlling the road wheel steering angle of a vehicle as a function of at least the steering wheel angle input provided by the driver and vehicle speed, the steering gear comprising a rack laterally displaceable in a fixed rack housing, and a pinion journaled for rotation in a pinion housing, the displacement of the rack in the rack housing determining the road wheel angle and the rotation of the pinion in the pinion housing determined by the steering wheel angle, the instantaneous ratio between changes in steering wheel angle and changes in road wheel angle defining a steering ratio characteristic which varies as a function of steering wheel angle and vehicle speed, wherein the pinion housing is journaled for lateral displacement relative to the rack housing, and an actuation means determines the lateral displacement of the pinion housing relative to the rack housing as a function of the magnitude of at least steering angle and vehicle speed, thereby determining the steering ratio characteristic.
15. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 10 wherein the actuation means comprises a mechanical linkage, such that, when displacement inputs relating to the magnitude of steering wheel angle and vehicle speed are applied to said linkage, and said linkage has a kinematic characteristic output to the rack which therefore varies with the magnitude of said displacement inputs.
- 20.
- 25.

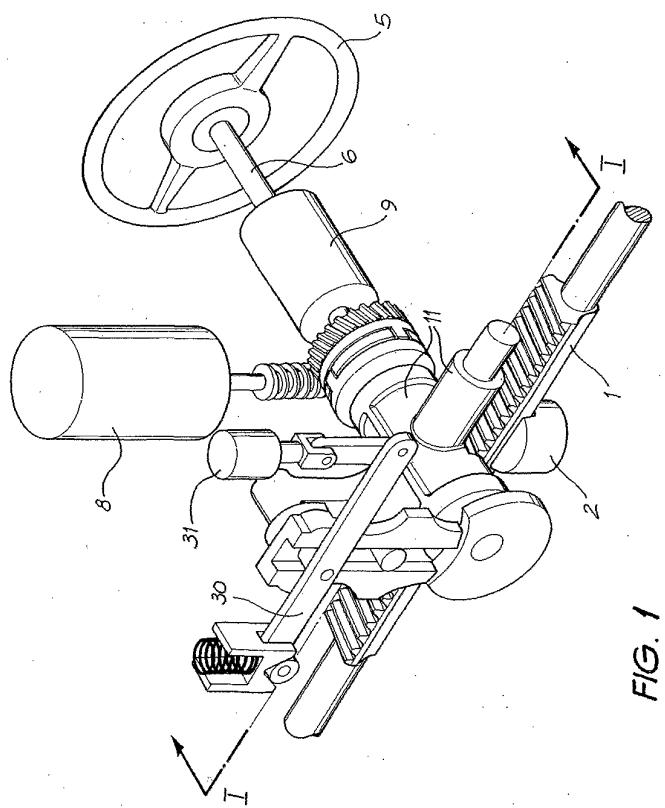
12. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 11 wherein one or both of the displacement inputs are provided by an electric or hydraulic actuator.
- 5 13. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 11 wherein the mechanical linkage comprises a pin-and-slot mechanism.
14. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 11 wherein the mechanical linkage comprises a cam-and-follower mechanism.
- 10 15. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 11 wherein the mechanical linkage comprises a spring loaded element which provides compliance to the linkage during high load conditions, and thereby protecting the mechanism from damage during these conditions.
- 15 16. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 11 wherein the actuation means determines the lateral displacement of the pinion housing relative to the rack housing also as a function of an additional input which is independent of the steering wheel angle input provided by the driver.
- 20 17. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 10 wherein the actuation means is a hydraulic or electric actuator.
- 25 18. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 10 wherein the steering ratio characteristic provides a steering ratio in the centre operating region of the steering gear associated with on-centre driving which is greater, by a given maximum increment, than the steering ratio provided in the other operating regions of the steering gear either side of this centre operating region.
- 30

19. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 18 wherein the increment is larger in magnitude for higher vehicle speeds.
20. A rack and pinion steering gear as claimed in claim 18 wherein the increment is zero or negative for low vehicle speeds.

WO 02/36410

PCT/AU01/01399

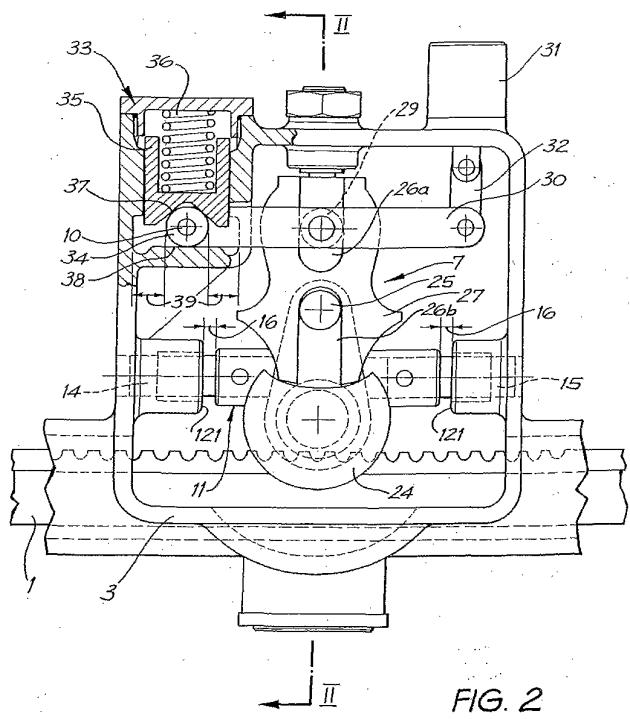
1/10



WO 02/36410

PCT/AU01/01399

2110



WO 02/36410

PCT/AU01/01399

3110

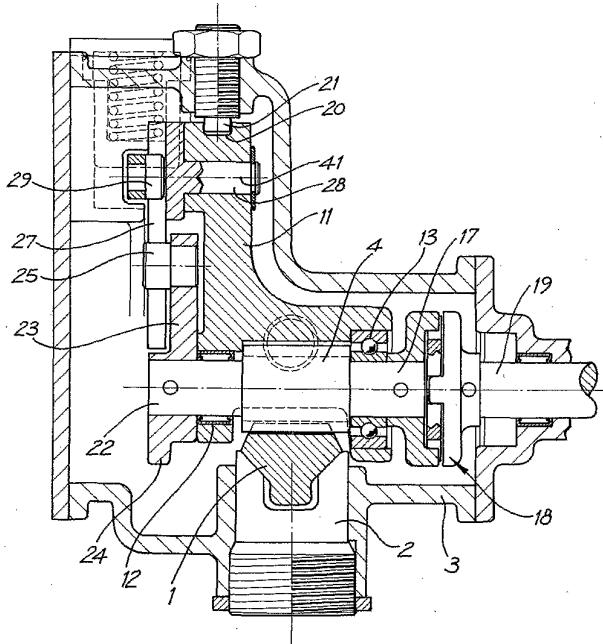


FIG. 3

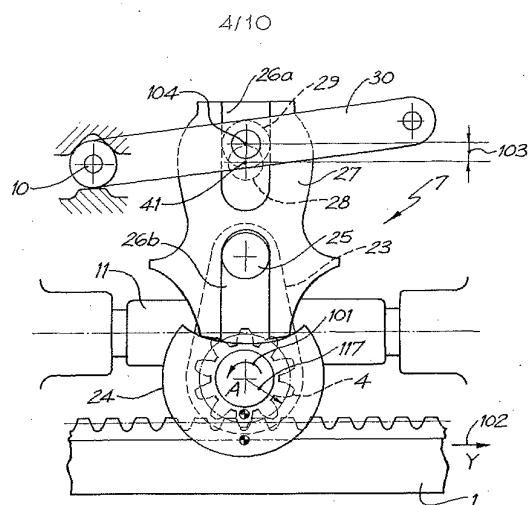


FIG. 4

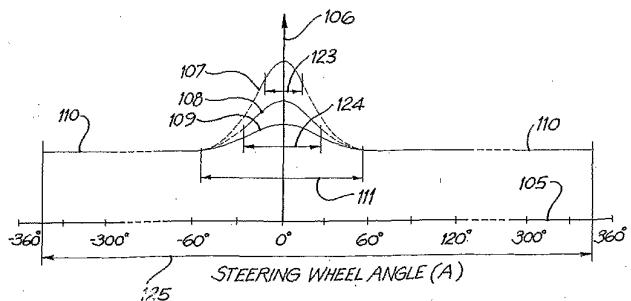


FIG. 5

WO 02/36410

PCT/AU01/01399

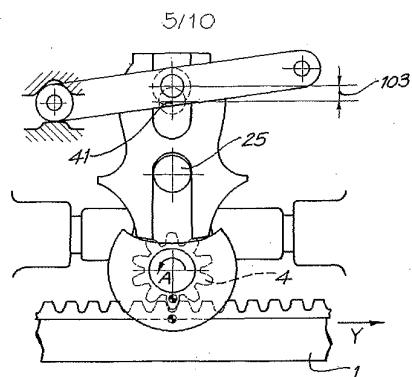


FIG. 6

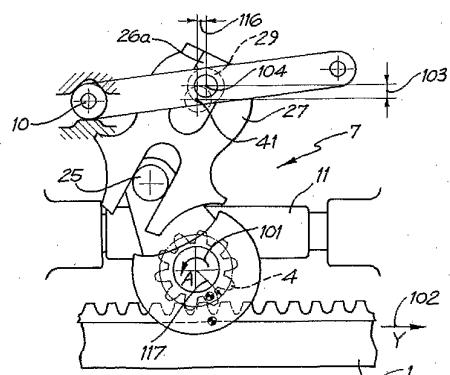


FIG. 7

6/10

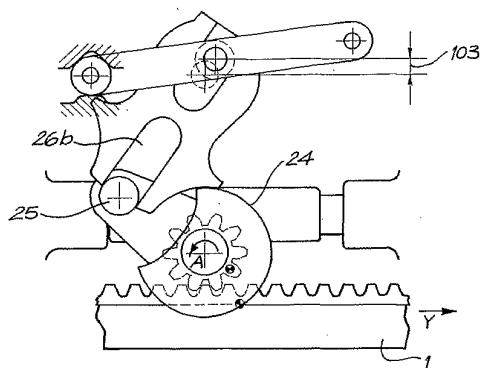


FIG. 8

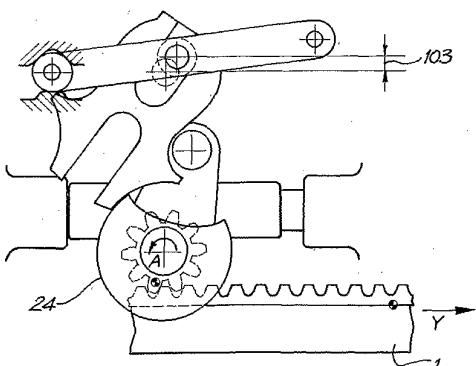


FIG. 9

7/10

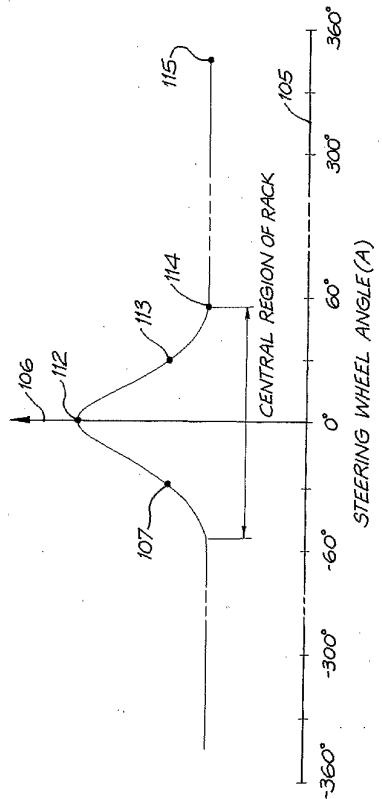


FIG. 10

WO 02/36410

PCT/AU01/01399

8/10

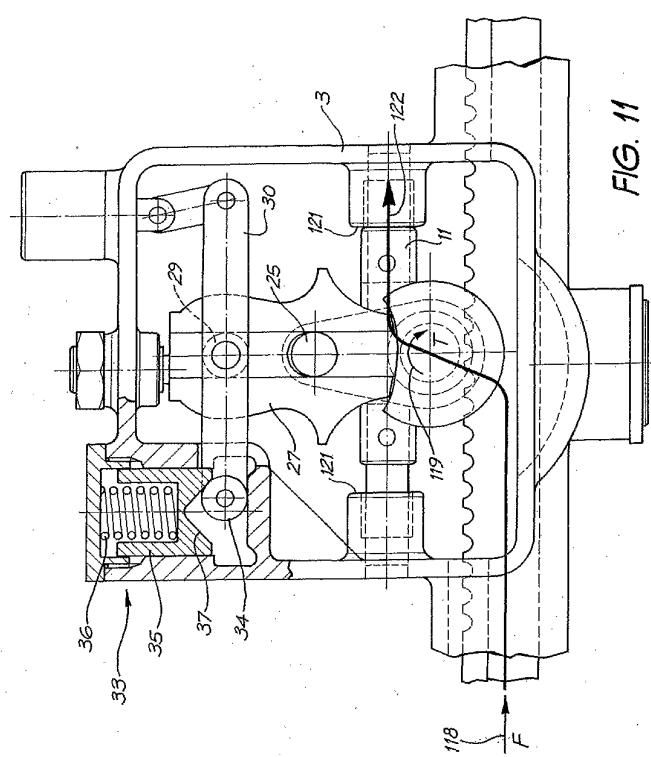


FIG. 11

9/10

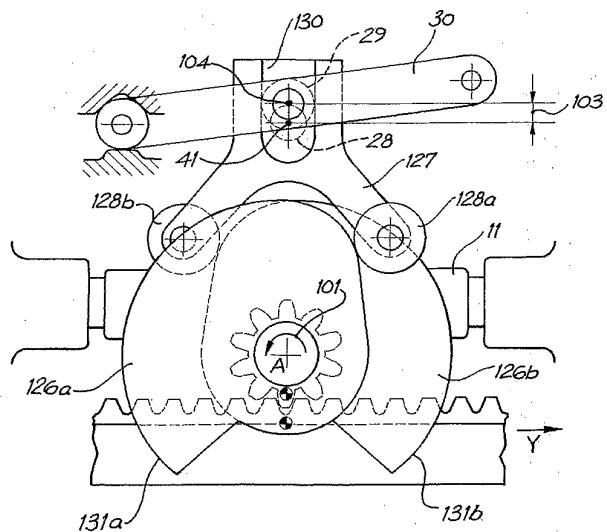


FIG. 12

WO 02/36410

PCT/AU01/01399

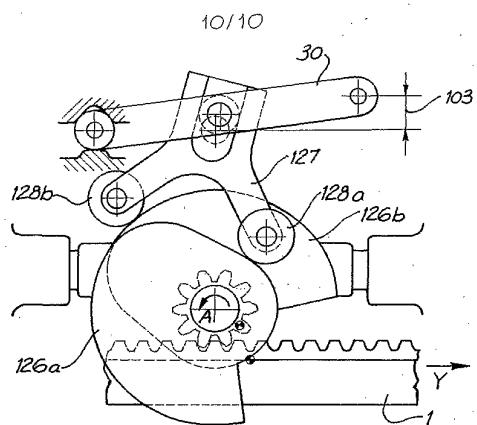


FIG. 13

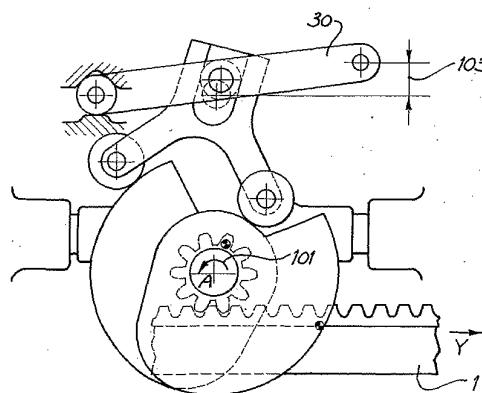


FIG. 14

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International application No. PCT/AU01/01399
A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER		
Int Cl ⁷ : B62D 3/12, 5/22, 6/00, 101:00, 113:00		
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)		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched AU:IPC B62D 3/12, 5/02, 5/22, 6/00		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used) DWPI:IPC B62D 3/12, 5/02, 5/22, 6/- with keywords (rack, speed)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 927 678 A1 (RENAULT) 7 July 1999	
A	US 5482130 A (SHIMIZU) 9 January 1996	
A	DE 19956713 A1 (NSK LTD) 8 June 2000	
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C		<input checked="" type="checkbox"/> See patent family annex
<p>* Special categories of cited documents:</p> <p>"A" Document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>"B" Earlier application or patent but published on or after the international filing date</p> <p>"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)</p> <p>"O" Document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>"P" Document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p> <p>"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</p> <p>"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</p> <p>"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</p> <p>"&" Document member of the same patent family</p>		
Date of the actual completion of the international search 30 November 2001	Date of mailing of the international search report - 6 DEC 2001	
Name and mailing address of the ISA/AU AUSTRALIAN PATENT OFFICE PO BOX 200 WODEN ACT 2606 AUSTRALIA E-mail address: pct@ipaustralia.gov.au Facsimile No.: (02) 6285 3929	Authorized officer ZBIGNIEW BIELAWSKI Telephone No.: (02) 6283 2218	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International application No. PCT/AU01/01399
C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	Derwent Abstract Accession No. 2000-266015/23, ClassQ22; X22 JP 2000072014 A (KOYO SEIKO CO LTD) 7 March 2000	
A	Derwent Abstract Accession No. 97-174914/16, ClassQ22 JP 09039822 A (TOYOTA JIDOSHA KK) 10 February 1997	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family membersInternational application No.
PCT/AU01/01399

This Annex lists the known "A" publication level patent family members relating to the patent documents cited in the above-mentioned international search report. The Australian Patent Office is in no way liable for these particulars which are merely given for the purpose of information.

Patent Document Cited in Search Report			Patent Family Member		
EP	927678	FR	2773129		
US	5482130	DE	4403379	GB	2274818
DE	19956713	JP	2000159128	JP	6227422
END OF ANNEX					

フロントページの続き

(81)指定国 AP(GH,GM,KE,LS,MW,MZ,SD,SL,SZ,TZ,UG,ZW),EA(AM,AZ,BY,KG,KZ,MD,RU,TJ,TM),EP(AT,BE,CH,CY,DE,DK,ES,FI,FR,GB,GR,IE,IT,LU,MC,NL,PT,SE,TR),OA(BF,BJ,CF,CG,CI,CM,GA,GN,GQ,GW,ML,MR,NE,SN,TD,TG),AE,AG,AL,AM,AT,AU,AZ,BA,BB,BG,BR,BY,BZ,CA,CH,CN,CO,CR,CU,CZ,DE,DK,DM,DZ,EC,EE,ES,FI,GB,GD,GE,GH,GM,HR,HU,ID,IL,IN,IS,JP,KE,KG,KP,KR,KZ,LC,LK,LR,LS,LT,LU,LV,MA,MD,MG,MK,MN,MW,MX,MZ,NO,NZ,OM,PH,PL,PT,RO,RU,SD,SE,SG,SI,SK,SL,TJ,TM,TR,TT,TZ,UA,UG,US,UZ,VN,YU,ZA,ZW

F ターム(参考) 3J062 AA07 AB05 BA35 CA15