

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-1726

(P2004-1726A)

(43) 公開日 平成16年1月8日(2004.1.8)

(51) Int.Cl.⁷

F I

テーマコード (参考)

B 6 0 K 17/36

B 6 0 K 17/36

Z

F 1 6 C 19/36

F 1 6 C 19/36

F 1 6 H 48/08

F 1 6 H 57/02

3 0 1 B

F 1 6 H 57/02

F 1 6 H 57/02

3 0 1 G

F 1 6 H 57/02

3 1 1

審査請求 未請求 請求項の数 25 O L 外国語出願 (全 30 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2003-112318 (P2003-112318)

(22) 出願日 平成15年4月17日 (2003.4.17)

(31) 優先権主張番号 10/127584

(32) 優先日 平成14年4月26日 (2002.4.26)

(33) 優先権主張国 米国 (US)

(71) 出願人 501050690

アーヴィンメリター テクノロジー エル
エルシーアメリカ合衆国 48084 ミシガン州
トロイ ウェスト メイプル ロード

2135

(74) 代理人 100083806

弁理士 三好 秀和

(74) 代理人 100068342

弁理士 三好 保男

(72) 発明者 ウィリアム スィー. サリヴァン

アメリカ合衆国 オハイオ州 43055

ニューアーク チャタム ロード 68
72

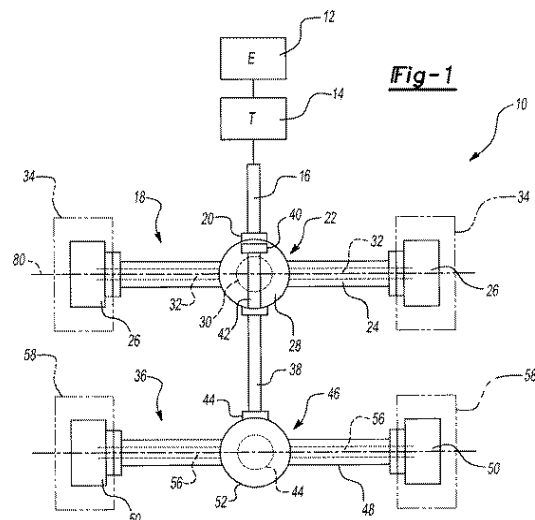
(54) 【発明の名称】 タンデム車軸用前輪キャリヤ組立物

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 タンデム駆動車軸用の差動装置の構造簡素化によりコスト低減する。

【解決手段】 タンデム車軸組立物は、連結駆動軸により後輪駆動車軸に連結される前輪駆動車軸を備えている。前輪駆動車軸用にキャリヤ組立物内に置かれた車軸間差動装置 (IAD) は、駆動入力を取り入れその入力を前輪及び後輪駆動車軸に分配する。IADは、前輪駆動車軸に対してキャリヤ組立物中の環状及びピニオン歯車組立物に駆動力を伝達し、連結駆動軸を介して後輪駆動車軸を駆動するように作動可能状態で連結された通し軸に駆動力を伝達する。ピニオン歯車は、ピニオン歯車頭部を規定する第一部分、及びIAD内部まで延伸する中空ピニオン支持軸を規定する第二部分を備えている。ピニオン支持軸は、IAD歯車組立物を介してIAD軸受にスラスト荷重を負荷して逆荷重分担を行なわせる。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

タンデム車軸装置の前輪駆動車軸用キャリア組立物であって：

入力部；

前記入力部に作動可能状態で連結され、且つ車軸間差動装置用軸受組立物上に回転可能状態で支持された車軸間差動装置；

ピニオン歯車回転軸の周りを回転するよう前記車軸間差動装置に作動可能状態で連結されたピニオン歯車、前記ピニオン歯車はピニオン歯車頭部を規定する第一部品と中空中央部を有するピニオン軸を規定する第二部品とを具備し、前記ピニオン軸は前記第一部品を支持するための内端部とスラスト荷重を前記車軸間差動装置用軸受組立物に負荷するための前記車軸間差動装置組立物内に延伸した外端部とを具備している；

通し軸回転軸の周りを回転するよう前記第二部品の前記中空中央部を貫通して延伸している通し軸；及び

後輪駆動車軸へ駆動力を伝達するよう前記通し軸に作動可能状態で連結された出力部；

から構成される組立物。

【請求項 2】

前記ピニオン歯車回転軸及び前記通し軸回転軸が同一直線上にあることを特徴とする、請求項 1 に記述の組立物。

【請求項 3】

前記ピニオン歯車が、前記第一部品に搭載された外部軸受と前記ピニオン軸の前記内端部に搭載された内部軸受とからなる一組の軸受で支持されていることを特徴とする、請求項 1 に記述の組立物。

【請求項 4】

前記内部軸受及び外部軸受が、前記ピニオン歯車頭部の対向する両側に搭載されていることを特徴とする、請求項 3 に記述の組立物。

【請求項 5】

前記外部軸受が前記内部軸受より大きな直径を有することを特徴とする、請求項 3 に記述の組立物。

【請求項 6】

前記外部軸受が単一円錐ころ軸受であり、且つ前記内部軸受が単一円錐ころ軸受であることを特徴とする、請求項 3 に記述の組立物。

【請求項 7】

前記第二部品が中央鐳部を具備することを特徴とし、且つ前記第一部品が前記ピニオン歯車回転軸に沿って前記ピニオン歯車頭部から外側へ延伸している軸鞘部を具備し、前記軸鞘部は前記第一部品を前記第二部品に相対的に位置決めするために前記中央鞘部と突き当て嵌合されていることを特徴とする、請求項 1 に記述の組立物。

【請求項 8】

前記第一及び第二部品が少なくとも一つの締め具で一緒に接続されていることを特徴とする請求項 1 に記述の組立物。

【請求項 9】

前記ピニオン歯車により前記ピニオン歯車回転軸に垂直な環状歯車回転軸の周りを回転するよう駆動される環状歯車、前記環状歯車は裏側部と、前記ピニオン歯車頭部に形成された複数のピニオン歯車の歯に噛み合い嵌合する複数の環状歯車の歯を有し対向している表側部を具備し、並びに車軸回転軸を規定する一对の車軸を駆動するよう前記環状歯車に作動可能状態で連結された差動装置組立物を備え、前記ピニオン回転軸は前記車軸回転軸よりも垂直方向に高い位置にあることを特徴とする、請求項 1 に記述の組立物。

【請求項 10】

前記差動装置組立物が、第一半割デフケース、ケース分割線を規定する界面で前記第一半割デフケースに取り付け可能な第二半割デフケース、及び前記第一及び第二半割ケースにより支持され且つ前記車軸を駆動するよう作動可能状態で連結された差動歯車組立物を備

10

20

30

40

50

え、前記ケース分割線が前記環状歯車の前記裏側部側に配置されていることを特徴とする、請求項 9 に記述の組立物。

【請求項 1 1】

前記環状歯車、前記第一半割デフケース、及び前記第二半割デフケースが単一ボルト継手を介して全て一緒に接続されていることを特徴とする、請求項 1 0 に記述の組立物。

【請求項 1 2】

前記差動装置組立物が、前記環状歯車の前記裏側部から外へ向かって延伸する方向において互いに離れるように軸受頂点を規定している複数のローラーを持つ、少なくとも一つの円錐ころ軸受によって支持されていることを特徴とする、請求項 1 0 に記述の組立物。

【請求項 1 3】

前記車軸間差動装置用軸受組立物が、単一円錐ころ軸受であることを特徴とする、請求項 1 に記述の組立物。

【請求項 1 4】

前記車軸間差動装置が、差動台、前記差動台に支持された複数のスパイダー歯車、前記スパイダー歯車と噛み合い嵌合している内側側面歯車、及び前記スパイダー歯車と噛み合い嵌合している外側側面歯車を備えていることを特徴とする、請求項 1 に記述の組立物。

【請求項 1 5】

前記通し軸の一端が、前記外側側面歯車と共に回転するよう固定されていることを特徴とし、且つ前記内側側面歯車が前記ピニオン歯車の前記第二部品と共に回転するよう固定されていることを特徴とする、請求項 1 4 に記述の組立物。

【請求項 1 6】

前記内側側面歯車が、前記内端部と外端部間の中央の位置で前記第二部品にキーで固定されていることを特徴とする、請求項 1 5 に記述の組立物。

【請求項 1 7】

前記第二部品の前記外端部が、前記外側側面歯車を介して前記車軸間差動装置用軸受組立物にスラスト荷重を負荷するよう、前記外側側面歯車に突き当てられていることを特徴とする、請求項 1 4 に記述の組立物。

【請求項 1 8】

前記通し軸が、前記車軸間差動装置の外側側面歯車に固定された第一端部、及び前記出力部に連結された第二端部を具備し、前記第二端部が単一円錐ころ軸受によって支持されていることを特徴とする、請求項 1 に記述の組立物。

【請求項 1 9】

前記円錐ころ軸受が、前記通し軸とキャリア収納箱との間に配置されていることを特徴とする、請求項 1 8 に記述の組立物。

【請求項 2 0】

前記キャリア収納箱が、車軸外管に締め付け固定されていることを特徴とする、請求項 1 9 に記述の組立物。

【請求項 2 1】

タンデム車軸装置の前輪駆動車軸用キャリア組立物であって：

入力部；

前記入力部に作動可能状態で連結され、且つ車軸間差動装置用軸受組立物上に回転可能状態で支持された車軸間差動装置、前記車軸間差動装置は差動台、前記差動台に支持された複数のスパイダー歯車、前記スパイダー歯車と噛み合い嵌合している内側側面歯車、及び前記スパイダー歯車と噛み合い嵌合している外側側面歯車を備えている；

ピニオン歯車回転軸の周りを回転するよう前記車軸間差動装置に作動可能状態で連結されたピニオン歯車、前記ピニオン歯車はピニオン歯車頭部を規定する第一部品と中空中央部を有するピニオン軸を規定する第二部品とを具備し、前記ピニオン軸は、前記内側側面歯車と一緒に回転するよう固定されており、且つ前記第一部品を支持するための内端部とスラスト荷重を前記車軸間差動装置用軸受組立物に負荷するよう前記外側側面歯車と突き当て嵌合している外端部とを具備している；

10

20

30

40

50

前記第二部品の前記中空中央部を貫通して延伸しており、且つ前記外側側面歯車と一緒に回転するように固定された一端部を具備する通し軸；及び
後輪駆動車軸へ駆動力を伝達するように前記通し軸に作動可能状態で連結された出力部；
から構成される組立物。

【請求項 2 2】

前記ピニオン歯車が、前記第一部品に搭載された外側円錐ころ軸受及び前記第二部品に搭載された内側円錐ころ軸受から成る一組の円錐ころ軸受によって支持され、前記内側及び外側円錐ころ軸受は、前記ピニオン歯車頭部の対向する両側に配置されていることを特徴とする、請求項 2 1 に記述の組立物。

【請求項 2 3】

前記第一部品が、前記第二部品の前記内端部を取り巻く中央内孔を具備することを特徴とする、請求項 2 1 に記述の組立物。

【請求項 2 4】

前記ピニオン歯車により前記ピニオン歯車回転軸に垂直な環状歯車回転軸の周りを回転するように駆動される環状歯車と、前記環状歯車は裏側部と前記ピニオン歯車頭部に形成された複数のピニオン歯車の歯に噛み合い嵌合する複数の環状歯車の歯を有し対向している表側部とを具備し、第一半割デフケース、ケース分割線を規定する界面で前記第一半割デフケースに取り付け可能な第二半割デフケース、及び前記第一及び第二半割ケースにより支持され且つ一對の車軸を駆動するように作動可能状態で連結された差動歯車組立物を含む差動装置組立物とを備えており、前記環状歯車、第一半割デフケース、及び第二半割デフケースが単一ボルト継手を介して全て一緒に接続されていることを特徴とする、請求項 2 1 に記述の組立物。

【請求項 2 5】

前記ケース分割線が前記環状歯車の前記裏側部側に配置されていることを特徴とする、請求項 2 4 に記述の組立物。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

（発明の背景）

本発明は、タンデム駆動車軸用の独自のキャリア、車軸差動装置、及び車軸間差動装置組立物構造に関する。

【0002】

【従来の技術】

タンデム駆動車軸組立物は、駆動軸で相互に接続された前輪駆動車軸と後部駆動車軸を備えている。単一駆動入力部は、車軸間差動装置（IAD）を含む前輪駆動車軸に作動可能状態で連結される。IADは、入力部からの駆動力を前輪及び後輪駆動車軸間に分配する。通し軸は、入力を後輪駆動車軸に供給する駆動軸とIADとを相互に接続する。

【0003】

前輪及び後輪駆動車軸は、それぞれ方向転換操作時の車輪の横滑りを防ぐために、差動歯車組立物を有するキャリアを備えている。車が直線道路に沿って走行する時は、駆動車軸上のどちらの車輪も基本的に同じ速度で回転することになる。しかし方向転換操作時には、回転の外側の車輪は回転の内側の車輪より長い距離を走行しなければならない、このことは回転の外側の車輪が回転の内側の車輪より速い速度で回転せねばならぬことを意味する。差動歯車組立物は、この車輪速度の差を可能とするために必要とされる。

【0004】

従来、前輪駆動車軸キャリアは、IADにおける入力部から差動装置組立物に作動可能状態で連結された環状及びピニオン歯車装置へ駆動力を伝達する、はす歯歯車装置を備えている。差動装置組立物は、第一半割デフケース、第二半割デフケース、及び差動歯車装置を備えている。環状歯車は、半割ケースの一つにボルト締めされ、第一ボルト継手を規定し、第一及び第二半割ケースと一緒にボルト締めされて第二ボルト継手を規定する。

10

20

30

40

50

【 0 0 0 5 】

はす歯歯車構造は、通し軸をデフケース組立物に通すためにも必要とされる。この構造は、通し軸を作動させるために十分な隙間が必要なので、差動装置全体の寸法を著しく制限する。通し軸は、収納箱にボルト締めされた別個の保持具部材によって支持される一対の軸受により、前輪車軸外管内に搭載される。

【 0 0 0 6 】

従来のデフケース及び通し軸の構造は、製造するのに費用がかかり、且つ組み立てるのが困難である。更に、同じ収納空間内により強靱な諸設計物を供給せよという使用者からの要求の増大に対して、これら従来構造は、現状の収納容器内において危機的状態にある部品をより強靱なものにするだけの余地を与えない。更に、I A D 及びはす歯歯車から成る構造は、組立物に供給油を強制貫流するのにしばしば別個のポンプ機構を必要とする。この追加するポンプ機構は、原価を高くし且つ組立物に重量を加えるので望ましくない。

10

【 0 0 0 7 】

従って、同じ収納容器内により強靱な部品を収納する、差動装置組立物を有する改善された前輪駆動キャリアを提供することが望まれている。更に、上で概説したこの技術分野の諸欠陥を克服すると同時に、必要部品の全数を減らし且つ製造するのに費用がより少なくてすむような、簡略化されたキャリア及び通し軸構造を提供することが望まれている。

【 0 0 0 8 】

【課題を解決するための手段】

(発明の要約)

20

タンデム車軸装置は、連結駆動軸と一緒に連結された、前輪駆動車軸及び後輪駆動車軸を備えている。前輪駆動車軸は、車の入力部に連結され車軸の前の一対を駆動する前輪キャリア組立物をそなえている。前輪キャリア組立物内の車軸間差動装置(I A D)は、駆動力を前輪及び後輪駆動車軸間に分配する。通し軸は、一方の端部でI A Dに、対向する端部の連結駆動軸で出力部に連結されている。連結駆動軸は、車軸の後の一対を駆動する後輪キャリア組立物を駆動するよう連結されている。

【 0 0 0 9 】

前輪キャリア組立物は、車軸の前の一対に作動可能状態で連結された前輪駆動歯車組立物を備えている。前輪駆動歯車組立物は、ピニオン歯車、環状歯車、及び前輪差動装置組立物を備えている。差動装置組立物は、ケース分割線を規定するケース界面で取付けができる第一及び第二半割デフケースを備えている。差動装置組立物は、亦、歯車組立物が車軸の前の一対を駆動するよう作動可能状態で連結されている状況で、第一及び第二半割デフケースにより支持された差動歯車組立物を備えている。環状歯車は、半割デフケースに搭載されている。I A Dは、環状歯車と噛み合って差動歯車組立物を介して車軸を駆動する、ピニオン歯車に駆動力を供給する。

30

【 0 0 1 0 】

I A Dは、差動台、差動台に支持された複数のスパイダー歯車、スパイダー歯車と噛み合っている内側側面歯車、及びスパイダー歯車と噛み合っている外側側面歯車を備えている。差動台、スパイダー歯車、及び内側と外側側面歯車は、実質的にI A D収納箱内に内包されている。収納箱は、I A D歯車組立物上に回転可能状態で支持されている。ピニオン歯車は、内側側面歯車と一緒に回転するよう搭載され、駆動入力を前輪駆動車軸へ供給する。通し軸は、外側側面歯車と一緒に回転するようキーで固定され、駆動入力を後輪駆動車軸へ供給する。

40

【 0 0 1 1 】

好ましい実施態様において、ピニオン歯車は、ピニオン歯車頭部を規定する第一部品と、I A D内部へ延伸している中空ピニオン支持軸を規定する第二部品とを備えている。通し軸は、ピニオン歯車と通し軸が共通の軸の周りを回転するように、中空ピニオン支持軸を貫通して延伸している。ピニオン支持軸は、第一部品を支持する内端部と、逆荷重分担をさせるよう車軸間差動装置用軸受組立物にスラスト荷重を負荷するため、軸間差動装置組立物内へ延伸している外端部とを具備している。

50

【 0 0 1 2 】

開示した一実施態様において、ピニオン歯車は、ピニオン歯車頭部の対向する両側に配置された内側軸受と外側軸受とを備えている、一对の軸受により支持されている。外側軸受は第一部品上に支持され、内側軸受は第二部品上に支持されている。好ましくは、内側及び外側軸受は円錐ころ軸受である。

【 0 0 1 3 】

ピニオン歯車の第一部品は、ピニオン歯車頭部から I A D へ向かう方向に、外へ向かって延伸する中空軸鞘部を備えている。ピニオン支持軸を規定している第二部品は、中空軸鞘部を貫通して延伸している。ピニオン支持軸の内端部は、内側軸受を支持するようピニオン歯車頭部を越えて延伸している。ピニオン支持軸は、中空軸鞘部の末端に突き当てられ 10
る中央鏝部を備えている。好ましくは、ピニオン支持軸は、内端部と外端部の間で且つ中央鏝部に近接した中央部で、内側側面歯車と一緒に回転するよう固定される。

【 0 0 1 4 】

好ましくは、ピニオン支持軸の外端部は、外側側面歯車に突き当たるよう I A D の中に延伸している。従って、スラスト荷重は外側側面歯車を介して I A D 軸受組立物に負荷される。更に、通し軸は、ピニオン支持軸を越えて延伸し、外側側面歯車と一緒に回転するように固定される。

【 0 0 1 5 】

本発明は、従来寸法の収納包絡面内に更に強靱な設計物を提供すると共に、必要な部品数を著しく減少させ、組立物を改善し且つ簡略化したりするような、タンデム車軸装置にお 20
ける前輪駆動車軸用の、改善されたキャリア及び車軸間差動装置構造を提供する。本発明のこれら並びにその他の特徴は、以下の明細書及び図面から最もよく理解できるであろうが、以下はその（図面の）簡単な説明である。

【 0 0 1 6 】

【 発明の実施の形態 】

（好ましい実施態様の詳細な説明）

動力伝達系組立物が、総括的に図 1 の 1 0 に示されている。動力伝達系組立物 1 0 は、この技術分野で周知のように駆動軸 1 6 を駆動するエンジン 1 2 と変速機 1 4 を備えている。駆動軸 1 6 は、タンデム車軸装置の前輪駆動車軸 1 8 と入力部 2 0 において連結されて 30
いる。前輪駆動車軸 1 8 は、キャリア 2 2、車軸外管 2 4、及び車軸外管 2 4 の対向する両端に位置し左右に間隔を空けて置かれた一对の車輪端部 2 6 を備えている。キャリア 2 2 は、キャリア収納箱 2 8、及び一对の車軸 3 2 を駆動するよう作動可能状態で連結された差動装置組立物 3 0 を備えている。車軸 3 2 は、この技術分野で周知のように、タイヤ 3 4 を支持する車輪端部 2 6 を駆動する。

【 0 0 1 7 】

タンデム車軸装置は、同じく前輪駆動車軸 1 8 に連結駆動軸 3 8 で連結された後輪駆動車軸 3 6 を備えている。前輪キャリア 2 2 内に置かれた車軸間差動装置（ I A D ） 4 0 は、入力部 2 0 において供給された駆動エネルギーを前輪 1 8 及び後輪 3 6 駆動車軸間に分配する。 I A D 4 0 は、前輪駆動車軸 1 8 内で差動装置組立物 3 0 を駆動し、且つ駆動エネ 40
ルギーを、後輪駆動車軸 2 6 に向かって、通し軸 4 2 経由で連結駆動軸 2 8 へ伝達する。連結駆動軸 3 8 は入力部 4 4 において後輪駆動車軸 2 6 に連結されている。

【 0 0 1 8 】

後輪駆動車軸 3 6 は、キャリア 4 6、車軸外管 4 8、及び車軸外管 4 8 の対向する両端に位置しており左右に間隔を空けて置かれた一对の車輪端部 5 0 を備えている。キャリア 4 6 は、キャリア収納箱 5 2、及び一对の車軸 5 6 を駆動するよう作動可能状態で連結された差動装置組立物 5 4 を備えている。車軸 5 6 は、上で吟味したように、タイヤ 5 8 を支持する車輪端部 5 0 を駆動する。

【 0 0 1 9 】

タンデム装置における前輪駆動車軸用の従来のキャリア組立物 6 0 が、図 2 に示されている。キャリア組立物 6 0 は、前輪駆動車軸 1 8 内の歯車装置 6 6 と後輪駆動車軸 3 6 へ駆 50

動エネルギーを伝達する通し軸 6 8 との間で駆動入力を分配する車軸間差動装置組立物 (I A D) 6 4 への、入力部 6 2 を備えている。歯車装置 6 6 は、はす歯歯車装置であり、入力部 6 2 からの駆動エネルギーをピニオン歯車 7 0 と環状歯車 7 2 から成る歯車組立物まで伝達する。ピニオン 7 0 及び環状歯車 7 2 は、差動装置組立物 7 4 (図 3 に示す) を駆動し、それは次に車軸 3 2 を駆動する。はす歯歯車装置の環状 7 2 及びピニオン 7 0 歯車と組合された動作は、周知なので詳細は吟味しない。

【 0 0 2 0 】

通し軸 6 8 は、ピニオン歯車回転軸 7 8 よりも垂直方向に高いところにある通し軸回転軸 7 6 を規定する。車軸 3 2 は、通し軸 7 6 及びピニオン歯車 7 8 回転軸に垂直な車軸回転軸 8 0 を規定する。図 2 に示した構造において、ピニオン歯車回転軸 7 8 は車軸回転軸 8 0 よりも垂直方向に低く、通し軸回転軸 7 6 は車軸回転軸 8 0 よりも垂直方向に高いところにある。はす歯歯車構造は、通し軸 6 8 に差動装置組立物 7 4 を通させるために必要である。この構造は、通し軸 6 8 を作動させるために十分な隙間が必要なので、差動装置全体の寸法を著しく制限する。

10

【 0 0 2 1 】

図 3 に更に詳細に示すように、ピニオン歯車 7 0 は環状歯車 7 2 に形成された複数の環状歯車の歯 8 4 と噛み合っている複数のピニオン歯 8 2 を備えている。環状歯車 7 2 は、環状歯車の歯 8 4 が形成されている前面 8 6 と背面 8 8 とを備えている。ピニオン歯車 7 0 は、差動装置組立物 7 4 に作動可能状態で連結された環状歯車 7 2 を駆動する。

【 0 0 2 2 】

差動装置組立物 7 4 は、第一半割デフケース 9 0、第二半割デフケース 9 2、及び差動歯車組立物 9 4 を備えている。第一 9 0 及び第二 9 2 半割デフケース歯差動歯車組立物 9 4 を支持する。差動歯車組立物 9 4 は、この技術分野で周知のように、四脚差動台 9 8 上に支持された四つ (4) の差動ピニオン歯車 9 6 (二つだけが示されている) を備えている。差動ピニオン歯車 9 6 は、車軸 3 2 にキーで固定された一对の側面歯車 1 0 0 と噛み合っている。差動装置組立物 7 4 の動作は周知なので詳細に吟味しない。

20

【 0 0 2 3 】

環状歯車 7 2 は、複数の締め具 1 0 4 を用いて第一ボルト継手 1 0 2 において第二半割デフケース 9 2 に取り付けられる。第一 9 0 及び第二 9 2 半割デフケースは、複数の締め具 1 1 0 で第二ボルト継手 1 0 8 においてお互いに取り付けられ、デフケース分割線 1 0 6 を規定する。デフケース分割線 1 0 6 は、環状歯車 7 2 の表側部 8 6 に位置付けられている。半割デフケース 9 0、9 2 は、歯車頂点が互いの方向に向かって延伸するような従来の搭載構造を有する、一对の軸受 1 1 2 により支持されている。

30

【 0 0 2 4 】

ピニオン歯車 7 0 は、はす歯歯車 6 6 a の一つの中心を貫通して延伸する軸部 1 1 6 に支えられた、ピニオン歯車頭部 1 1 4 を備えている。一对のピニオン軸受 1 1 8 が、キャリア収納箱 1 2 0 に対して相対的な回転をするよう、ピニオン歯車 7 0 を支持している。ピニオン軸受 1 1 8 は、ピニオン歯車頭部 1 1 4 より外側に搭載されており、はす歯歯車 6 6 a の対向する両側に置かれている。

【 0 0 2 5 】

前輪駆動車軸 1 8 用の従来のキャリア組立物構造は、製造するのに費用がかかり且つ組み立てるのが困難である。更に、同じ収納空間内により強靱な諸部品設計物をという要求の増大に対して、これら従来構造は、現状の収納容器内において危機的状態にある部品をより強靱なものにするだけの余地を与えない。

40

【 0 0 2 6 】

図 4 に示されている本発明は、部品数を著しく減らし、組立が容易で、従来構造より強靱な部品を提供するような、前輪駆動車軸 1 8 用の改善されたキャリア構造を提供する。縦連装置における前輪駆動車軸 1 8 用の改善されたキャリア組立物は、総括的に図 4 の 1 3 0 に示されている。キャリア組立物 1 3 0 は、駆動入力を前輪駆動車軸 1 8 と後輪駆動車軸 3 6 とに分配する車軸間差動装置組立物 (I A D) 1 3 4 に連結された入力部 1 3 2 を

50

備えている。I A D 1 3 4 は、通し軸 1 3 8 を介して前輪駆動車軸用の出力部 1 3 6 へ駆動入力を伝達する。

【 0 0 2 7 】

I A D 1 3 4 は、差動台 1 4 0、差動台 1 4 0 上に支持された複数のスパイダ歯車 1 4 2、スパイダ歯車 1 4 2 に噛み合い嵌合している内側側面歯車 1 4 4、及びスパイダ (s p i d e r) 歯車 1 4 2 に噛み合い嵌合している外側側面歯車 1 4 6 を備えている。差動台 1 4 0、スパイダ歯車 1 4 2、及び内側 1 4 4 と外側 1 4 6 の側面歯車は、実質的に I A D 収納箱 1 4 8 内に収納されている。収納箱 1 4 8 は、I A D 用軸受組立物 1 5 0 に回転可能状態で支持されている。好ましくは、I A D 用軸受組立物は単一円錐ころ軸受である。

10

【 0 0 2 8 】

I A D 1 3 4 は、前輪駆動車軸 1 8 用の差動装置 1 5 6 に作動可能状態で連結している環状歯車 1 5 4 に噛み合い嵌合している、ピニオン歯車 1 5 2 を駆動する。ピニオン歯車 1 5 2 は、複数のピニオン歯車の歯 1 6 2 を持ったピニオン歯車頭部 1 6 0 を規定するような第一部品 1 5 8 を備えた二分割設計である。第一部品 1 5 8 は、ピニオン歯車頭部 1 6 0 から I A D 1 3 4 に向かって外向きに延伸する中空鞘部 1 6 4 を備えている。ピニオン歯車 1 5 2 は、内端部 1 7 0、外端部 1 7 2、および中央鏝部 1 7 4 を有する中空ピニオン支持軸 1 6 8 を規定する第二部品 1 6 6 を備えている。二つの部品 1 5 8、1 6 6 は、少なくとも一つの締め付け部品 1 7 6 で締め付けられるのが好ましいが、その他の接続部品も使用できよう。好ましくは、締め付け部品 1 7 6 は第二部品 1 6 6 に螺子切りされた

20

【 0 0 2 9 】

第二部品 1 6 8 は、ピニオン歯車頭部 1 6 0 を越えて内側へ延伸している内端部 1 7 0 を持つ、中空鞘部 1 6 4 を貫通して延伸している。外端部 1 7 2 は、I A D 1 3 4 内に延伸し、逆荷重分担をさせるように I A D 軸受組立物 1 5 0 にスラスト荷重を負荷する。通し軸 1 3 8 は、通し軸 1 3 8 とピニオン歯車 1 5 2 が共通の軸 1 7 8 の周りを回転するように、中空ピニオン支持軸 1 6 8 を貫通して延伸している。この構造の一利点は、組立物に供給油を強制貫流するための別個のポンプ機構に対する必要性が排除されることである。

【 0 0 3 0 】

中空鞘部 1 6 4 の末端部 1 8 0 は、中央鏝部 1 7 4 に突き当てられ、第一 1 5 8 及び第二部品を互いに相対的に適切な位置に配置させる。好ましい実施態様において、通し軸 1 3 8 の外端部 1 8 2 は、I A D 1 3 4 の外側側面歯車 1 4 6 と一緒に回転するよう固定され、ピニオン歯車 1 5 2 の第二部品 1 6 6 は、内側側面歯車 1 4 4 と一緒に回転するよう固定される。好ましくは、内側側面歯車 1 4 4 は、中央鏝部 1 7 4 に近接した中央部において、第二部品 1 6 6 の外面にキーで固定される。通し軸 1 3 8 は、通し軸 1 3 8 と第二部品 1 6 6 との間で独立した回転が許されるように、第二部品 1 6 6 を貫通して延伸している。キャリア組立物 1 3 0 は、内側側面歯車 1 4 4、ピニオン歯車 1 5 2、及び通し軸 1 3 8 を同じ速度で回転させるよう一緒に選択的に固定するための、1 8 4 で一般的に示した差動装置固定用組立物を時に応じて備えることがある。

30

【 0 0 3 1 】

ピニオン歯車 1 5 2 は、内側軸受 1 8 6 と外側軸受 1 8 8 により回転可能状態で支持されている。内側 1 8 6 及び外側 1 8 8 軸受は、ピニオン歯車頭部 1 6 0 の対向する両側に配置されている。内側軸受 1 8 6 は、第二部品 1 6 6 とキャリア収納箱部材 1 9 0 との間に支持されており、外側軸受 1 8 8 は、第一部品 1 5 8 とキャリア収納箱部材 1 9 0 との間に支持されている。外側軸受 1 8 8 は、第二部品 1 6 6 の中央鏝部 1 7 4 に突き当てられている。好ましくは、内側及び外側軸受 1 8 6、1 8 8 は、単一円錐ころ軸受である。下に詳しく吟味されているが、車軸中心線に関してピニオンの位置を上げたので、外側軸受 1 8 8 は寸法が内側軸受 1 8 6 より大きくなっている。

40

【 0 0 3 2 】

軸受予荷重スペーサ 1 9 2 がピニオン歯車頭部 1 6 0 と内側軸受 1 8 6 の間に配置される

50

。締め付け部品 176 は、内側軸受 186 に突き当てられ、望みの予荷重軸受力を負荷するように調節することが可能である。

【0033】

好ましい実施態様において、ピニオン歯車 152 の第二部品 166 の外端部は、外側側面歯車 146 に突き当てられスラスト荷重を IAD 軸受組立物 150 に負荷する。このことは、IAD 軸受組立物 150 に逆荷重を分担させ、翻って、内側軸受 186 を環状歯車 154 が避けて通れるよう十分小さなものにさせる。

【0034】

差動装置組立物 156 は、第一半割デフケース 194、第二半割デフケース 196、及び差動歯車組立物を備えている。第一 194 及び第二 196 半割デフケースは、差動歯車組立物を支持している。この技術分野で周知のように、差動歯車組立物は、四脚差動台 200 上に支持された、四つ(4)の差動ピニオン歯車 198 (二つだけ示されている)を備えている。差動ピニオン歯車 198 は、車軸 32 にキーで固定された一对の側面歯車 202 と噛み合っている。 10

【0035】

環状歯車 154 は、背面 204 及び、複数の環状歯車の歯 208 が形成された前面 206 を備えている。ピニオン歯車の歯 162 は、環状歯車の歯 208 と噛み合い差動装置組立物 156 を駆動する。第一 194 及び第二 196 半割デフケースは、互いに取り付けられ、環状歯車 154 の背面 204 に配置されたデフケース分割線 210 を規定する。環状歯車 154、第一半割デフケース 194、及び第二半割デフケース 196 は、複数の締め具 214 によって、単一ボルト継手 212 において全て一緒に接続されている。 20

【0036】

環状歯車 154 の背後におけるデフケース分割線 210 の移動が、半割ケース 194、196 に対する環状歯車 154 同様、両半割ケース 194、196 を同じ締め具で一緒に保持できるようにしている。これはボルト継手の数を二つから一つに減らす。

【0037】

この差動装置組立物構造の一つの利点は、従来構造によって規定される収納空間内に、より大きな差動装置部品を用いることが出来ることである。本発明の構造においては、従来構造におけるように、デフケースの直径がピニオン歯車の近接によって制限されることはない。従って、デフケース部品及び伝導装置の寸法は大きくすることができ、強靱性を増加させる。 30

【0038】

差動装置組立物 156 は、少なくとも一つの円錐ころ軸受 216 によってキャリア組立物 130 内において回転可能状態で支持されている。改善されたデフケース構造は、軸受 216 が逆構造において搭載されることを可能にする。軸受 216 は、環状歯車 154 の背面 204 から外側に延伸する方向において互いに発散するような軸受頂点を規定する、複数のローラー 218 を備えている。この逆軸受構造は、安定性を増し、スラスト螺子の必要性を低減する。

【0039】

上で吟味したように、通し軸 138 は、IAD 134 の外側側面歯車 146 に固定された第一端部 182 と、出力部 136 に連結された第二端部 220 とを具備している。通し軸 138 の第二端部 220 は、単一円錐ころ軸受 222 で支持されることが好ましい。円錐ころ軸受 222 は、通し軸 138 とキャリア収納箱部材 190 との間に配置されている。キャリア収納箱部材 190 は、この技術分野で周知のように、車軸収納箱部材 224 に締め付けられている。キャリア搭載鋳物は、キャリア組立物 130 の鉢状物側まで延伸しており、収納箱 224 内に位置する突起部 226 を備えている。突起部 226 は、軸受 222 を支持し且つ収納箱 224 内における別個の軸受保持具部材の必要性を排除する。この構造は亦、キャリア組立物 130 内において、通し軸 138 の改善された芯合わせを提供する。 40

【0040】

ピニオン歯車 152 の入力部は、図 5 に示されたピニオン中心線 228 を規定し、それは車軸 32 により規定される車軸中心線 230 より垂直方向に高いところにある。この構造において、駆動荷重は、従来構造で為されたようにピニオン歯車 152 を押す、というよりはむしろピニオン歯車 152 を引っ張る。IAD134 の外側側面歯車 146 に突き当てられている二部品ピニオン歯車 152 の使用は、IAD 軸受組立物 150 との逆荷重分担を可能にする。更にこの構造は、内側ピニオン軸受組立物寸法を減少させる。

【0041】

本発明は、従来収納容器内に更に強靱な部品構造を備えるような、タンデム装置における前輪駆動車軸用の、改善されたキャリヤ組立物を提供する。更にこのキャリヤ構造は、必要な部品の全数を減少させ、製造するのにより少ない費用しか掛からない。本発明の好ましい実施態様が開示されたが、本発明の範囲内においてある種の諸修正がなされるであろうことを、当業者は認識するであろう。この理由において、以下の特許請求の範囲は、本発明の真の範囲と内容とを決定するように吟味されるべきである。

10

【図面の簡単な説明】

【図 1】 タンデム駆動車軸装置用の動力伝達系組立物の概略平面図である。

【図 2】 先行技術によるタンデム車軸装置における前輪駆動車軸用キャリヤ組立物の断面側面図である。

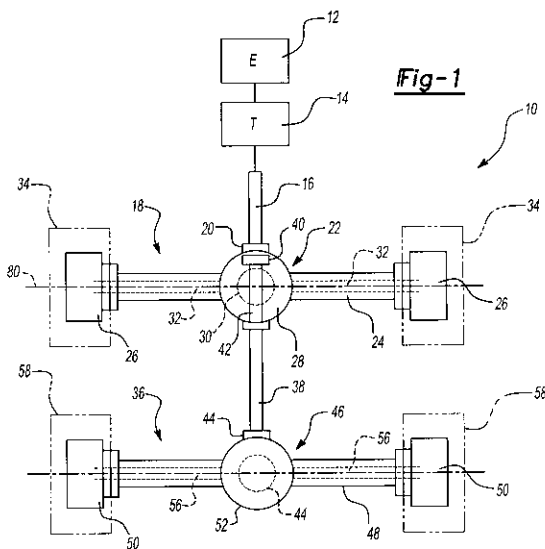
【図 3】 図 2 のキャリヤ組立物の断面上面図である。

【図 4】 本発明を取り入れたタンデム車軸装置における前輪駆動車軸用キャリヤ組立物の断面上面図である。

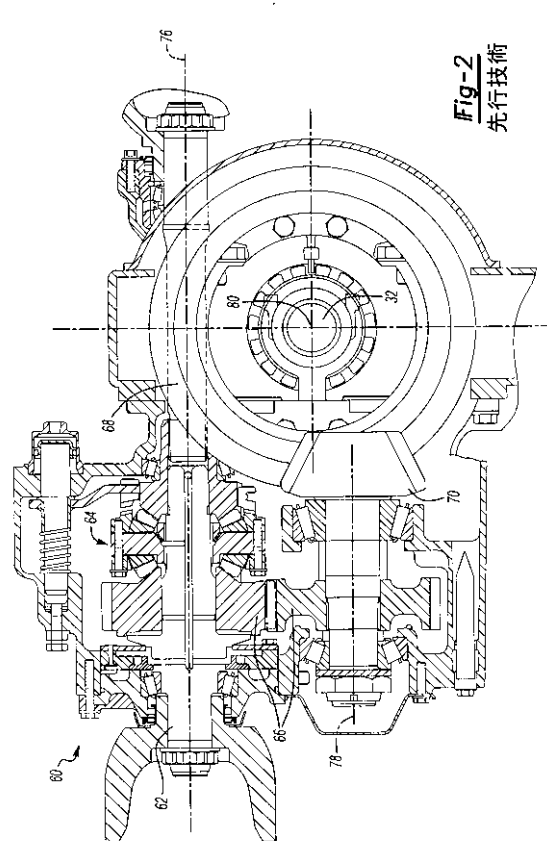
20

【図 5】 前輪駆動車軸に取り入れられた図 4 のキャリヤ組立物の概略正面図である。

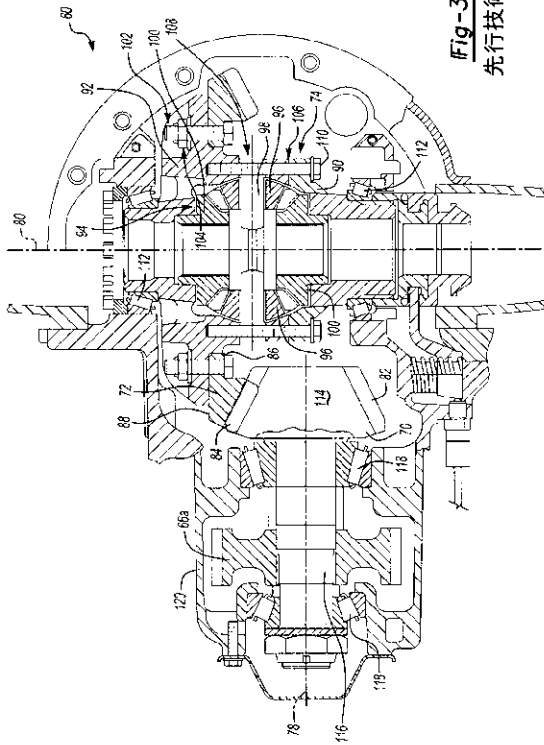
【図 1】



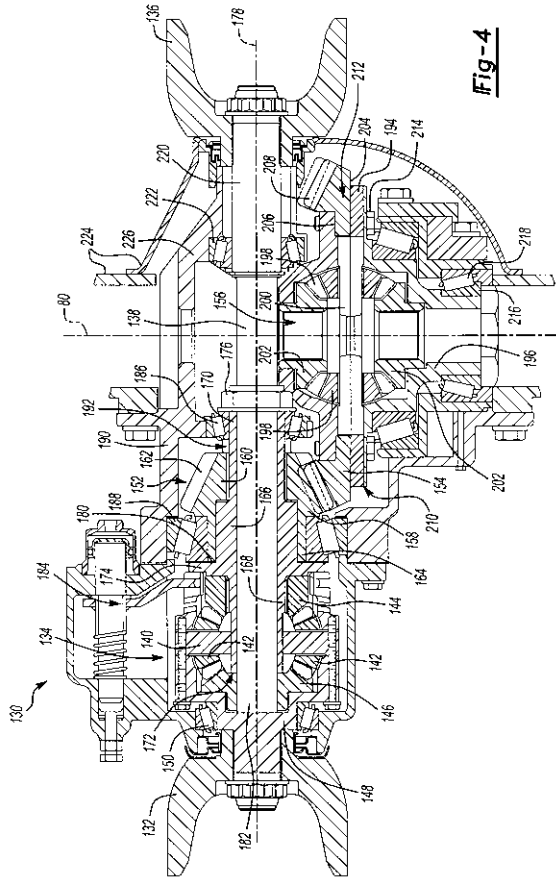
【図 2】



【 図 3 】



【 図 4 】



【 図 5 】

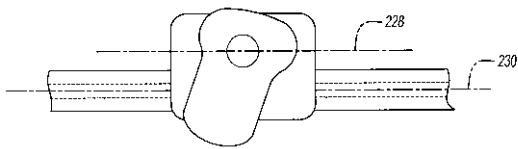


Fig-5

フロントページの続き(51)Int.Cl.⁷

F I

テーマコード(参考)

F 1 6 H 48/08

A

F 1 6 H 48/08

D

【 外国語明細書 】

1 . TITLE OF INVENTION

FORWARD CARRIER ASSEMBLY FOR TANDEM AXLE

2 . CLAIMS

1. A carrier assembly for a forward drive axle of a tandem axle set comprising:

an input;

an inter-axle differential operably coupled to said input and rotatably supported on an inter-axle differential bearing assembly;

a pinion gear operably coupled to said inter-axle differential for rotation about a pinion gear axis of rotation, said pinion gear having a first piece defining a pinion gear head and a second piece defining a pinion shaft with a hollow center portion, said pinion shaft having an inner end for supporting said first piece and an outer end extending into said inter-axle differential assembly for applying a thrust load to said inter-axle differential bearing assembly;

a thru-shaft extending through said hollow center portion of said second piece for rotation about a thru-shaft axis of rotation; and

an output operably coupled to said thru-shaft for transferring driving force to a rear drive axle.

2. An assembly as set forth in claim 1 wherein said pinion gear axis of rotation and said thru-shaft axis of rotation are collinear.

3. An assembly as set forth in claim 1 wherein said pinion gear is supported by a pair of bearings including an outer bearing mounted on said first piece and an inner bearing mounted on said inner end of said pinion shaft.

4. An assembly as set forth in claim 3 wherein said inner and outer bearings are mounted on opposing sides of said pinion gear head.

5. An assembly as set forth in claim 3 wherein said outer bearing has a larger diameter than said inner bearing.

6. An assembly as set forth in claim 3 wherein said outer bearing is a single tapered roller bearing and said inner bearing is a single tapered roller bearing.

7. An assembly as set forth in claim 1 wherein said second piece has a center flange portion and wherein said first piece has a sleeve portion extending outwardly from said pinion gear head along said pinion gear axis of rotation, said sleeve portion in abutting engagement with said center flange portion to locate said first piece relative to said second piece.

8. An assembly as set forth in claim 1 wherein said first and second pieces are connected together with at least one fastener.

9. An assembly as set forth in claim 1 including a ring gear driven by said pinion gear for rotation about a ring gear axis of rotation transverse to said pinion gear axis of rotation, said ring gear having a back side and an opposing front side having a plurality of ring gear teeth in meshing engagement with a plurality of pinion gear teeth formed on said pinion gear head, and a differential assembly operably coupled to said ring gear for driving a pair of axle shafts defining an axle shaft axis of rotation, said pinion axis of rotation being positioned vertically higher than said axle shaft axis of rotation.

10. An assembly as set forth in claim 9 wherein said differential assembly includes a first differential case half, a second differential case half attachable to said first differential case half at an interface to define a case split line, and a differential gear assembly supported by said first and second case halves and operably coupled to drive said axle shafts wherein said case split line is positioned on said back side of said ring gear.

11. An assembly as set forth in claim 10 wherein said ring gear, first differential case half, and second differential case half are all connected together via a single bolted joint.

12. An assembly as set forth in claim 10 wherein said differential assembly is supported by at least one tapered roller bearing with a plurality of rollers defining bearing apexes that diverge away from one another in a direction extending outwardly from said back side of said ring gear.

13. An assembly as set forth in claim 1 wherein said inter-axle differential bearing assembly is a single tapered roller bearing.

14. An assembly as set forth in claim 1 wherein said inter-axle differential includes a differential spider, a plurality of spider gears supported on said differential spider, an inner side gear in meshing engagement with said spider gears, and an outer side gear in meshing engagement with said spider gears.

15. An assembly as set forth in claim 14 wherein one end of said thru-shaft is fixed for rotation with said outer side gear and wherein said inner side gear is fixed for rotation with said second piece of said pinion gear.

16. An assembly as set forth in claim 15 wherein said inner side gear is splined to said second piece at a central position between said inner and outer ends.

17. An assembly as set forth in claim 14 wherein said outer end of said second piece abuts against said outer side gear to apply the thrust load to said inter-axle differential bearing assembly via said outer side gear.

18. An assembly as set forth in claim 1 wherein said thru-shaft has a first end fixed to an outer side gear of said inter-axle differential and a second end coupled to said output and wherein said second end is supported by a single tapered roller bearing.

19. An assembly as set forth in claim 18 wherein said tapered roller bearing is positioned between said thru-shaft and a carrier housing.

20. An assembly as set forth in claim 19 wherein said carrier housing is fastened to an axle housing.

21. A carrier assembly for a forward drive axle of a tandem axle set comprising:

an input;

an inter-axle differential operably coupled to said input and rotatably supported on an inter-axle differential bearing assembly, said inter-axle differential including a differential spider, a plurality of spider gears supported on said differential spider, an inner side gear in meshing engagement with said spider gears, and an outer side gear in meshing engagement with said spider gears;

a pinion gear operably coupled to said inter-axle differential for rotation about a pinion gear axis of rotation, said pinion gear having a first piece defining a pinion gear head and a second piece defining a pinion shaft with a hollow center portion, said pinion shaft being fixed for rotation with said inner side gear and having an inner end for supporting said first piece and an outer end in abutting engagement with said outer side gear for applying a thrust load to said inter-axle differential bearing assembly;

a thru-shaft extending through said hollow center of said second piece and having one end fixed for rotation with said outer side gear; and

an output operably coupled to said thru-shaft for transferring driving force to a rear drive axle.

22. An assembly as set forth in claim 21 wherein said pinion gear is supported by a pair of tapered roller bearings including an outer tapered roller bearing mounted on said first piece and an inner bearing mounted on said second piece with said inner and outer tapered roller bearings being positioned on opposing sides of said pinion gear head.

23. An assembly as set forth in claim 21 wherein said first piece has a central bore that surrounds said inner end of said second piece.

24. An assembly as set forth in claim 21 including a ring gear driven by said pinion gear for rotation about a ring gear axis of rotation transverse to said pinion gear axis of rotation, said ring gear having a back side and an opposing front side having a plurality of ring gear teeth in meshing engagement with a plurality of pinion gear teeth formed on said pinion gear head, and a differential assembly including a first differential case half, a second differential case half attachable to said first differential case half at an interface to define a case split line, and a differential gear assembly supported by said first and second case halves and operably coupled to drive a pair of axle shafts wherein said ring gear, first differential case half, and second differential case half are all connected together via a single bolted joint.

25. An assembly as set forth in claim 24 wherein said case split line is positioned on said back side of said ring gear.

3 . DETAILED DESCRIPTION OF INVENTION

BACKGROUND OF THE INVENTION

This invention relates to a unique carrier, axle differential, and inter-axle differential assembly configuration for a tandem drive axle.

Tandem drive axle assemblies include a forward drive axle and a rear drive axle interconnected by a driveshaft. A single driving input is operably coupled to the forward drive axle, which includes an inter-axle differential (IAD). The IAD splits the driving force from the input between the forward and rear drive axles. A thru-shaft interconnects the IAD to the driveshaft that provides input to the rear drive axle.

The forward and rear drive axles each include a carrier with a differential gear assembly to prevent wheel skid during turning maneuvers. When a vehicle travels a long a straight-line path, both sets of wheels on a drive axle will turn at basically the same speed. During a turning maneuver, however, the wheels on the outside of the turn must travel a greater distance than the wheels on the inside of the turn, which means that the wheels on the outside of the turn must rotate at a faster

speed than the wheels on the inside of the turn. A differential gear assembly is required to allow for this difference in wheel speed.

Traditionally, the forward drive axle carrier includes helical gear set that transfers the driving force from the input at the IAD to a ring and pinion gear set that is operably coupled to the differential assembly. The differential assembly includes a first differential case half, a second differential case half, and a differential gear set. The ring gear is bolted to one of the case halves to define a first bolted joint and the first and second case halves are bolted together to define a second bolted joint.

The helical gear configuration is also required to permit the thru-shaft to pass the differential case assembly. This configuration severely limits the overall size of the differential because sufficient clearance is required to allow the thru-shaft to operate. The thru-shaft is mounted within the forward axle housing by a pair of bearings supported by a separate cage member that is bolted to the housing.

This traditional differential case and thru-shaft configuration is expensive to manufacture and difficult to assemble. Also, with the increased demand by users to provide more robust designs within the same packaging space, these traditional configurations do not provide room to make critical components more robust within the existing package. Further, the IAD and helical gear configuration often require a separate pumping mechanism to force feed oil through the assembly. This additional pumping mechanism increases cost and adds weight to the assembly, which is undesirable.

Accordingly, it is desirable to provide an improved forward drive carrier with a differential assembly that includes a more robust component configuration within the same package. Further, it is desirable to provide a simplified carrier and thru-shaft configuration that reduces the overall number of required components and is less expensive to manufacture, as well as overcoming the other deficiencies in the art outlined above.

SUMMARY OF THE INVENTION

A tandem axle set includes a forward drive axle and a rear drive axle that are coupled together with a connecting driveshaft. The forward drive axle includes a forward carrier assembly coupled to a vehicle input and which drives a forward pair

of axle shafts. An inter-axle differential (IAD) in the forward carrier assembly splits driving force between the forward and rear drive axles. A thru-shaft is coupled to the IAD at one end and to an output at the connecting driveshaft at an opposite end. The connecting driveshaft is coupled to drive a rear carrier assembly that drives a rear pair of axle shafts.

The forward carrier assembly includes a forward drive gear assembly that is operably coupled to the forward pair of axle shafts. The forward drive gear assembly includes a pinion gear, a ring gear, and a forward differential assembly. The differential assembly includes first and second differential case halves attachable at a case interface to define a case split line. The differential assembly also includes a differential gear assembly supported by the first and second differential case halves with the gear assembly being operably coupled to drive the forward pair of axle shafts. The ring gear is mounted to the differential case halves. The IAD provides driving power to the pinion gear that meshes with the ring gear to drive the axle shafts via the differential gear assembly.

The IAD includes differential spider, a plurality of spider gears supported on the differential spider, an inner side gear in meshing engagement with the spider gears, and an outer side gear in meshing engagement with the spider gears. The differential spider, spider gears, and inner and outer side gears are substantially enclosed within an IAD housing. The housing is rotatably supported on an IAD bearing assembly. The pinion gear is mounted for rotation with the inner side gear to provide driving input to the forward drive axle. The thru-shaft is splined for rotation with the outer side gear to provide driving input to the rear drive axle.

In the preferred embodiment, the pinion gear includes a first piece defining a pinion gear head and a second piece defining a hollow pinion support shaft that extends into the IAD. The thru-shaft extends through the hollow pinion support shaft such that the pinion gear and thru-shaft rotate about a common axis. The pinion support shaft has an inner end that supports the first piece and an outer end that extends into the inter-axle differential assembly for applying a thrust load to the inter-axle differential bearing assembly to permit reverse load sharing.

In one disclosed embodiment, the pinion gear is supported by a pair of bearings including an inner bearing and outer bearing positioned on opposing sides of the pinion gear head. The outer bearing is supported on the first piece and the inner bearing is supported on the second piece. Preferably, the inner and outer bearings are tapered roller bearings.

The first piece of the pinion gear includes a hollow sleeve portion that extends outwardly from the pinion gear head in a direction toward the IAD. The second piece, defining the pinion support shaft, extends through the hollow sleeve portion. The inner end of the pinion support shaft extends beyond the pinion gear head to support the inner bearing. The pinion support shaft includes a center flange portion that abuts against a distal end of the hollow sleeve portion. Preferably, the pinion support shaft is fixed for rotation with the inner side gear at a center position between the inner and outer ends and adjacent to the center flange portion.

Preferably, the outer end of the pinion support shaft extends into the IAD to abut against the outer side gear. Thus, the thrust load is applied to the IAD bearing assembly via the outer side gear. Further, the thru-shaft extends beyond the pinion support shaft and is fixed for rotation with the outer side gear.

The subject invention provides an improved carrier and inter-axle differential configuration for a forward drive axle in a tandem axle set that significantly reduces the number of required components, improves and simplifies assembly, as well as providing a more robust design within a traditionally sized packaging envelope. These and other features of the present invention can be best understood from the following specifications and drawings, the following of which is a brief description.

DETAILED DESCRIPTION OF A PREFERRED EMBODIMENT

A powertrain assembly is shown generally at 10 in Figure 1. The powertrain assembly 10 includes an engine 12 and transmission 14 that drive a driveshaft 16 as is known in the art. The driveshaft 16 is coupled to a forward drive axle 18 of a tandem axle set at an input 20. The forward drive axle 18 includes a carrier 22, axle housing 24, and a pair of laterally spaced wheel ends 26 positioned on opposing ends of the axle housing. 24. The carrier 22 includes a carrier housing 28 and differential assembly 30 that is operably coupled to drive a pair of axle shafts 32.

The axle shafts 32 drive the wheel ends 26, which support tires 34 as is known in the art.

The tandem axle set also includes a rear drive axle 36 that is coupled to the forward drive axle 18 with a connecting driveshaft 38. An inter-axle differential (IAD) 40, located in the forward carrier 22, splits driving power supplied at the input 20 between the forward 18 and rear 36 drive axles. The IAD 40 drives the differential assembly 30 in the forward drive axle 18 and transfers driving power to the connecting driveshaft 28 for the rear drive axle 26 via a thru-shaft 42. The connecting driveshaft 38 is coupled to the rear drive axle 26 at input 44.

The rear drive axle 36 includes a carrier 46, axle housing 48, and a pair of laterally spaced wheel ends 50 positioned on opposing ends of the axle housing 48. The carrier 46, includes a carrier housing 52 and differential assembly 54 that is operably coupled to drive a pair of axle shafts 56. The axle shafts 56 drive the wheel ends 50, which support tires 58 as discussed above.

A traditional carrier assembly 60 for a forward drive axle 18 in a tandem set is shown in Figure 2. The carrier assembly 60 includes an input 62 to an inter-axle differential assembly (IAD) 64 that splits the driving input between a gearset 66 in the forward drive axle 18 and a thru-shaft 68 that transfers driving power to the rear drive axle 36. The gearset 66 is a helical gearset that transfers the driving power from the input 62 down to a gear assembly including a pinion gear 70 and ring gear 72. The pinion 70 and ring 72 gears drive a differential assembly 74 (shown in Figure 3), which in turn drives the axle shafts 32. The operation of the helical gearset in combination with the ring 72 and pinion 70 gears is well known and will not be discussed in detail.

The thru-shaft 68 defines a thru-shaft axis of rotation 76 that is vertically higher than a pinion gear axis of rotation 78. The axle shafts 32 define an axle shaft axis of rotation 80 that is transverse to the thru-shaft 76 and pinion gear 78 axes of rotation. In the configuration shown in Figure 2, the pinion gear axis of rotation 78 is vertically lower than the axle shaft axis of rotation 80 and the thru-shaft axis of rotation 76 is vertically higher than the axle shaft axis of rotation 80. The helical gear configuration is required to permit the thru-shaft 68 to pass the differential

assembly 74. This configuration severely limits the overall size of the differential because sufficient clearance is required to allow the thru-shaft 68 to operate.

As shown in greater detail in Figure 3, the pinion gear 70 includes a plurality of pinion teeth 82 that mesh with a plurality of ring gear teeth 84 formed on the ring gear 72. The ring gear 72 includes a front face 86 on which the ring gear teeth 84 are formed and a back face 88. The pinion gear 70 drives the ring gear 72, which is operably coupled, to the differential assembly 74.

The differential assembly 74 includes a first differential case half 90, a second differential case half 92, and a differential gear assembly 94. The first 90 and second 92 differential case halves support the differential gear assembly 94. The differential gear assembly 94 includes four (4) differential pinion gears 96 (only two are shown), supported on a four-legged differential spider 98 as is known in the art. The differential pinion gears 96 intermesh with a pair of side gears 100 that are splined to the axle shafts 32. The operation of the differential assembly 74 is well known and will not be discussed in detail.

The ring gear 72 is attached to the second differential case half 92 at a first bolted joint 102 with a plurality of fasteners 104. The first 90 and second 92 differential case halves are attached to each other, defining a differential case split line 106, at a second bolted joint 108 with a plurality of fasteners 110. The differential case split line 106 is positioned on the front side 86 of the ring gear 72. The differential case halves 90, 92 are supported by a pair of bearings 112 having a traditional mounting configuration with bearing apexes extending toward each other.

The pinion gear 70 includes a pinion gear head 114 supported on a shaft portion 116 that extends through the center of one of the helical gears 66a. A pair of pinion bearings 118 support the pinion gear 70 for rotation relative to a carrier housing 120. The pinion bearings 118 are mounted outwardly of from pinion gear head 114 and are located on opposing sides of the helical gear 66a.

This traditional carrier assembly 60 configuration for a forward drive axle 18 is expensive to manufacture and difficult to assemble. Also, with the increased demand for more robust component designs within the same packaging space, these traditional configurations do not provide room to make critical components more robust within the existing package.

The subject invention as shown in Figure 4 provides an improved carrier configuration for a forward drive axle 18 that significantly reduces the number of components, is easy to assemble, and provides more robust components than traditional configurations. An improved carrier assembly for a forward drive axle 18 in a tandem set shown generally at 130 in Figure 4. The carrier assembly 130 includes an input 132 coupled to an inter-axle differential assembly (IAD) 134 that splits driving input between the forward drive axle 18 and the rear drive axle 36. The IAD 134 transfers driving input to an output 136 for the forward drive axle via a thru-shaft 138.

The IAD 134 includes a differential spider 140, a plurality of spider gears 142 supported on the differential spider 140, an inner side gear 144 in meshing engagement with the spider gears 142, and an outer side gear 146 in meshing engagement with the spider gears 142. The differential spider 140, spider gears 142, and inner 144 and outer 146 side gears are substantially enclosed within an IAD housing 148. The housing 148 is rotatably supported on an IAD bearing assembly 150. Preferably, the IAD bearing assembly is a single tapered roller bearing.

The IAD 134 drives a pinion gear 152 that is in meshing engagement with a ring gear 154 that is operably coupled to a differential 156 for the forward drive axle 18. The pinion gear 152 is a two-piece design with a first piece 158 that defines a pinion gear head 160 with a plurality of pinion gear teeth 162. The first piece 158 includes a hollow sleeve portion 164 that extends outwardly from the pinion gear head 160 toward the IAD 134. The pinion gear 152 includes a second piece 166 that defines a hollow pinion support shaft 168 having an inner end 170, an outer end 172, and center flange portion 174. The two pieces 158, 166 are preferably fastened together with at least one fastening component 176, however, other known connection components could also be used. Preferably, the fastening component 176 is a nut threaded onto the second piece 166.

The second piece 168 extends through the hollow sleeve portion 164 with the inner end 170 extending inwardly beyond the pinion gear head 160. The outer end 172 extends into the IAD 134 to apply a thrust load to the IAD bearing assembly 150 to permit reverse load sharing. The thru-shaft 138 extends through the hollow

pinion support shaft 168 such that the thru-shaft 138 and pinion gear 152 rotate about a common axis 178. One benefit with this configuration is that the need for a separate pumping mechanism to force feed oil through the assembly is eliminated.

A distal end 180 of the hollow sleeve portion 164 abuts against the center flange portion 174 to properly locate the first 158 and second pieces relative to one another. In the preferred embodiment, an outer end 182 of the thru-shaft 138 is fixed for rotation with the outer side gear 146 of the IAD 134 and the second piece 166 of the pinion gear 152 is fixed for rotation with the inner side gear 144.

Preferably, the inner side gear 144 is splined to an outer surface of the second piece 166 at a center position adjacent to the central flange portion 174. The thru-shaft 138 extends through the second piece 166 such that independent rotation between thru-shaft 138 and the second piece 166 is permitted. The carrier assembly 130 optionally includes a differential locking assembly, shown generally at 184, to selectively lock the inner side gear 144, pinion gear 152, and thru-shaft 138 together for rotation at the same speed.

The pinion gear 152 is rotatably supported by an inner bearing 186 and an outer bearing 188. The inner 186 and outer 188 bearings are positioned on opposing sides of the pinion gear head 160. The inner bearing 186 is supported between the second piece 166 and a carrier housing member 190 and the outer bearing 188 is supported between the first piece 158 and the carrier housing member 190. The outer bearing 188 abuts against the center flange portion 174 of the second piece 166. Preferably, the inner and outer bearings 186, 188 are single tapered roller bearings. Due to the raising of the pinion position about axle centerline, discussed in greater detail below, the outer bearing 188 is larger in size than the inner bearing 186.

A bearing preload spacer 192 is positioned between the pinion gear head 160 and the inner bearing 186. The fastening component 176 abuts against the inner bearing 186 and can be adjusted to apply the desired preload bearing force.

In the preferred embodiment, the outer end of the second piece 166 of the pinion gear 152 abuts against the outer side gear 146 to apply the thrust load to the IAD bearing assembly 150. This allows the IAD bearing assembly 150 to share

reverse loading, which in turn allows the inner bearing 186 to be small enough to clear the ring gear 154.

The differential assembly 156 includes a first differential case half 194, a second differential case half 196, and a differential gear assembly. The first 194 and second 196 differential case halves support the differential gear assembly. The differential gear assembly includes four (4) differential pinion gears 198 (only two are shown), supported on a four-legged differential spider 200 as is known in the art. The differential pinion gears 198 intermesh with a pair of side gears 202 that are splined to the axle shafts 32.

The ring gear 154 includes a back face 204 and a front face 206 on which a plurality of ring gear teeth 208 are formed. The pinion gear teeth 162 intermesh with the ring gear teeth 208 to drive the differential assembly 156. The first 194 and second 196 differential case halves are attached to each other, defining a differential case split line 210 that is positioned on the back face 204 of the ring gear 154. The ring gear 154, first differential case half 194, and second differential case half 196 are all connected together at a single bolted joint 212 with a plurality of fasteners 214.

Movement of the differential case split line 210 behind the ring gear 154 allows the same fasteners 214 to hold both the case halves 194, 196 together as well as the ring gear 154 to the case halves 194, 196. This reduces the number of bolted joints from two to one.

One benefit with this differential assembly configuration is that larger differential components can be used within the packing space defined by a traditional configuration. In the subject configuration, the differential case diameter is not restricted by the proximity of the pinion gear, as in traditional configurations. Thus, the size of the differential case components and gearing can be enlarged to increase robustness.

The differential assembly 156 is rotatably supported within the carrier assembly 130 by at least one tapered roller bearing 216. The improved differential case configuration permits the bearing 216 to be mounted in a reverse configuration. The bearing 216 includes a plurality of rollers 218 defining bearing apexes that diverge away from one another in a direction extending outwardly from the back

face 204 of the ring gear 154. This reverse bearing configuration provides more stability and reduces the need for thrust screws.

As discussed above, the thru-shaft 138 has a first end 182 fixed to the outer side gear 146 of the IAD 134 and a second end 220 coupled to the output 136. The second end 220 of the thru-shaft 138 is preferably supported by a single tapered roller bearing 222. The tapered roller bearing 222 is positioned between the thru-shaft 138 and the carrier housing member 190. The carrier housing member 190 is fastened to an axle housing member 224 as is known in the art. The carrier mounting casting is extend to the bowl side of the carrier assembly 130 and includes a projection 226 that locates into the housing 224. The projection 226 supports the bearing 222 and eliminates the need for a separate bearing cage member in the housing 224. This configuration also provides improved alignment of the thru-shaft 138 in the carrier assembly 130.

The input at the pinion gear 152 defines a pinion centerline 228, shown in Figure 5, which is vertically higher than an axle centerline 230 defined by the axle shafts 32. In this configuration the drive load pulls on the pinion gear 152 rather than pushing on the pinion gear 152 as is done in traditional configurations. The use of a two-piece pinion gear 152 that abuts against the outer side gear 146 of the IAD 134 permits reverse load sharing with the IAD bearing assembly 150. Further, this configuration permits the inner pinion bearing assembly size to be decreased.

The subject invention provides an improved carrier assembly for a forward drive axle of a tandem set that includes a more robust component configuration within a traditional package. This carrier configuration further reduces the overall number of required components and is less expensive to manufacture. Although a preferred embodiment of this invention has been disclosed, a worker of ordinary skill in this art would recognize that certain modifications would come within the scope of this invention. For that reason, the following claims should be studied to determine the true scope and content of this invention.

4. BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Figure 1 is a schematic overhead view of a powertrain assembly for a tandem drive axle set.

Figure 2 is a cross-sectional side view of a carrier assembly for a forward drive axle in a prior art tandem axle set.

Figure 3 is a cross-sectional top view of the carrier assembly of Figure 2.

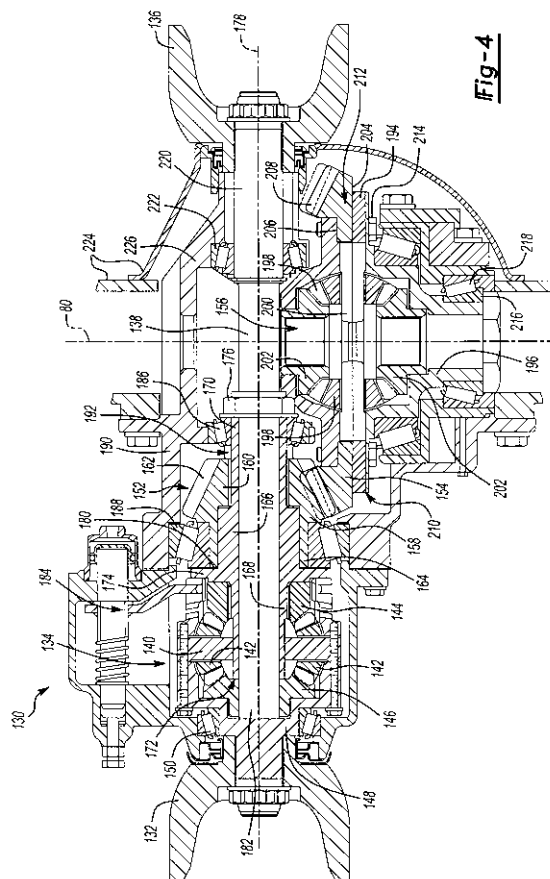
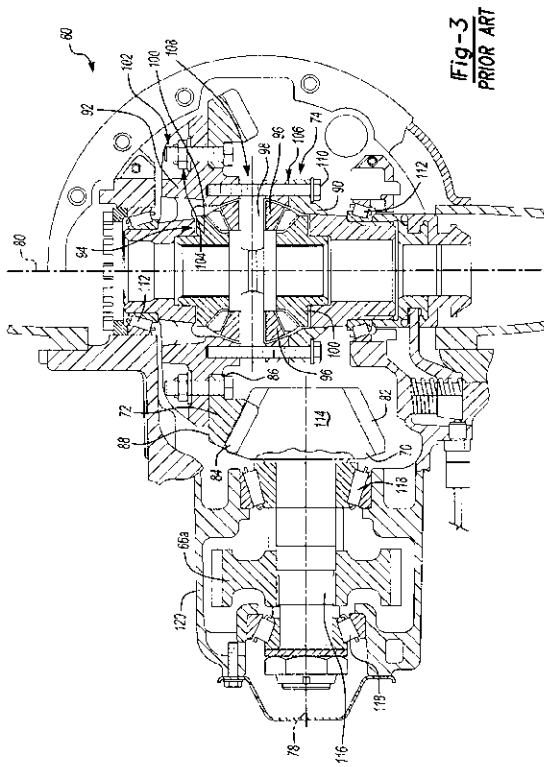
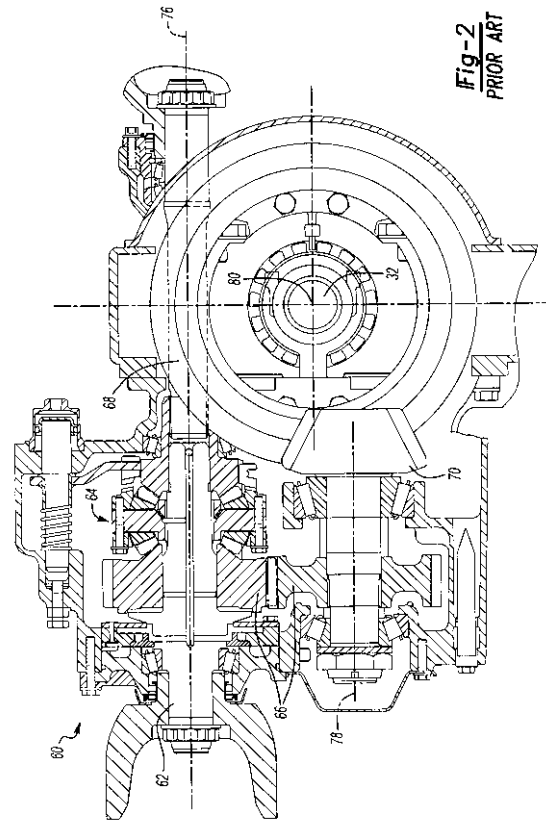
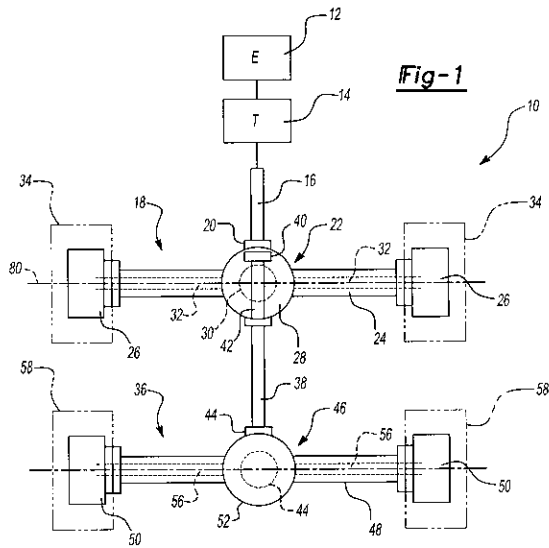
Figure 4 is a cross-section top view of a carrier assembly for a forward drive axle in a tandem axle set incorporating the subject invention.

Figure 5 is a schematic front view of the carrier assembly of Figure 4 incorporated into the forward drive axle.

ABSTRACT OF THE DISCLOSURE

A tandem axle assembly includes a forward drive axle coupled to a rear drive axle with a connecting driveshaft. An inter-axle differential (IAD) located in a carrier assembly for the forward drive axle takes driving input and splits the input between the forward and rear drive axles. The IAD transfers driving force to a ring and pinion gear assembly in the carrier assembly for the forward drive axle and transfers driving force to a thru-shaft that is operably coupled to drive the rear drive axle via the connecting driveshaft. The pinion gear includes a first portion defining a pinion gear head and a second portion defining a hollow pinion support shaft that extends into the IAD. The pinion support shaft applies a thrust load to an IAD bearing via an IAD gear assembly to permit reverse load sharing. The thru-shaft extends through the hollow pinion support shaft such that the thru-shaft and the pinion gear rotate about a common axis. The ring and pinion gear assembly are coupled to a differential assembly that drives a pair of axle shafts. The differential assembly includes first and second case halves that attach to each other at an interface to define a case split line. The ring gear, first case half, and second case half are all connected together via a single bolted joint with the case split line being located behind the ring gear.

REPRESENTATIVE DRAWING FIG. 1



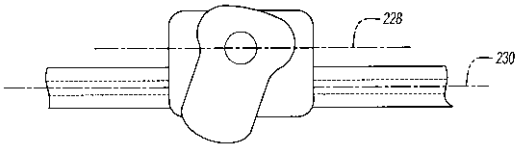


Fig-5