



[12] 发明专利申请公开说明书

[21]申请号 94103824.6

[51]Int.Cl⁶

F16H 3/44

[43]公开日 1995年9月27日

[22]申请日 94.3.24
[71]申请人 杨泰和
地址 中国台湾
[72]发明人 杨泰和

[74]专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司
代理人 黄力行

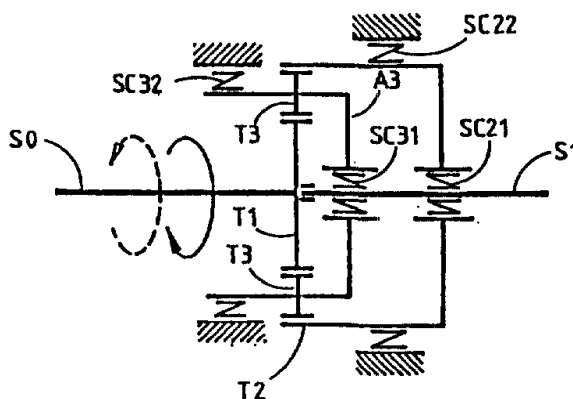
说明书页数:

附图页数:

[54]发明名称 藉输入方向操控速比之差动轮系

[57]摘要

一种藉输入方向操控速比之差动轮系，藉由变化差动轮系输入轴之转向以使其输出速比变换而获得不变或者变换其输出方向，其中之一种结构多组串级应用或由前述两种方式混合串级应用。



权 利 要 求 书

1. 一种藉输入方向操控速比之差动轮系，其特征在于，它藉由变化差动轮系输入轴之转向以使其输出速比变换而获得不变或者变换其输出方向，其中之一种结构多组串级应用或由前述两种方式混合串级应用。

2. 如权利要求1所述的藉输入方向操控速比之差动轮系，其特征在于，主要包括：

输入太阳齿轮T1：供耦合差动齿轮T3以及结合于输入轴S0；

差动齿轮T3：由一组或一组以上所构成，差动齿轮为耦合于太阳齿轮与外环齿轮之间，其所牵动之传动臂A3供经单向传动机构SC31牵动输出轴S1，及经一组反方向之单向传动机构SC32与静止外壳耦合；

外环齿轮T2：为耦合于差动齿轮T3，并藉一组单向传动机构SC21耦合输出轴S1，及经一组反方向之单向传动机构SC22与静止外壳耦合；

上述单向传动结构中SC21与XC31可作同方向并列耦合于输出轴S1，或为同轴内外环状套于输出轴S1亦可；另外设置于外环齿轮及差动轮摇臂与静止壳体间之单向传动机构SC22及SC32为叶相同运作方向，并与前述SC31、SC32作用方向相反，其设置方式可为各别并列设置或呈同轴内外环状套合于静止壳体与外环齿轮及差动齿轮所牵动之摇臂之间；

藉着上述结构，若选择外环齿轮及差动齿轮对静止壳体之单向传动机构为前者顺进针方向呈空转，而与输出轴S1之耦合方向呈顺时针方向可传动之选择设计为例，此项藉输入方向操控速比之差动轮系可成下列两种输出状态：

A. 当输入轴S0呈顺时针回转驱动时(CW)，则因外环齿轮向反时针

方向之扭力被单向传动机构SC22限制，此时由差动齿轮之传动臂作顺时针驱动，经单向传动机构SC31对输出轴S1驱动，其速比为：

$$R = 1 + T2 / T1 ;$$

B. 当输入轴S0呈反时针回转驱动时(CCW) ，则因差动齿轮之传动摇臂向反时针方向之扭力被单向传动机构SC32所限制，此时由外环齿轮作顺时针方向驱动，经单向传动机构SC21对输出轴驱动，其速比为：

$$R = - T2 / T1 。$$

3. 如权利要求1 所述之藉输入方向操控速比之差动轮系，其特征在于，它以外环齿轮为输入轴，其主要结构为：

外环齿轮T2连接输入源作正反转输入；

太阳齿轮T1供与差动齿轮T3相互传动并藉单向传动机构SC131 耦合于输出轴S1；

差动齿轮组T3之牵动摇臂A3耦合旋动于输出轴S1(或呈同轴心环状套合) ，摇臂A3与固定机壳间设置单向传动结构SC122(或呈同轴心环状套合) ，而其动作方向与太阳齿轮T1耦合于输出轴之单向传动机构SC131相同；

输出关系为在第一旋转方向时，差动齿轮T3所牵动之摇臂A3被与静止壳体间之单向传动结构SC122 所限制而呈静止，输出轴S1由太阳齿轮T1经单向传动机构SC131所驱动，其输出比为：

$$R = - T1 / T2 ;$$

当输入轴S0呈另一转向时，则太阳齿轮T1为本身与固定壳体间之单向传动机构SC131所限制，此时输出轴S1由差动齿轮T3之牵动摇臂A3所牵动，其输出比为：

$$R = 1 + T1 / T2 。$$

4. 权利要求1 所述之藉输入方向操控速比之差动轮系，其特征在于，它以差动齿轮牵动摇臂直接牵动输入轴，其主要结构为：

差动齿轮T3牵动臂A3结合双向输入动力源作正反转输入;

太阳齿轮组T1及外环齿轮组T2为各别藉一组同方向单向传动机构SC231, SC221分别耦合于输出轴S1(或两组单向传动装置呈同轴环状套合), 以及分别在上述太阳齿轮T1及外环齿轮T2与固定机壳间设置单向传动机构SC232及SC222(或两组单向传动装置呈同轴心环状套合), 而其作动方向与耦合于输出轴之单向传动机构SC231及SC221相反;

输出关系为当第一旋转方向时, 太阳齿轮T1被设置于太阳齿轮及固定壳体间之单向传动机构SC232所限制而呈静止, 此时输出轴S1由外环齿轮T2经设置其间之单向传动机构SC221所驱动, 其输出比为:

$$R=1 / (1 + T2 / T1) ;$$

当输入轴S0呈另一方向驱动时外环齿轮T2被设置于外环齿轮及固定壳体间之单向传动机构SC222所限制而呈静止, 此时输出轴S1由太阳齿轮T1经设置其间之单向传动机构SC231所驱动, 其输出比为:

$$R=1 / (1 + T1 / T2) 。$$

5. 如权利要求1所述之藉输入方向操控速比之差动轮系, 其特征在于, 以外环齿轮结合于输出轴之应用例, 其主要结构关系为:

差动齿轮T3牵动臂A3藉单向传动机构SC422耦合于壳体;

输入轴S0用以结合及驱动太阳齿轮T1以作正反转回转动动力输入; 以及藉一单向传动机构SC421耦合于外环齿轮T2及输出轴S1;

太阳齿轮T1: 为供啮合于差动齿轮T3及结合于输入轴S0;

输出关系为当第一旋转方向时, 外环齿轮T2及输出轴S1被其与输入轴S0间之单向传动机构SC421所传动, 此时设置于差动齿轮摇臂A3与壳体间之单向传动机构SC422则呈空转, 此状态之输出比为:

$$R=1 ;$$

当输入轴S0呈另一回转方向时, 外环齿轮T2与输入轴S0间之单向

传动机构SC421 呈空转，而设置于差动齿轮摇臂A3 与壳体间之单向传动机构SC422 呈锁住状态，此时差动轮系呈由外环齿轮T2 输出之状态，此状态输出比为：

$$R = - T1 / T2。$$

6. 如权利要求1 所述之藉输入方向操控速比之差动轮系，其特征在于，提供一种在原动轴正反转时能呈相对正反转但为不等速比之差动轮系；

其实施方式依结构元件中单向传动结构之分布分为(A) 串联式(B) 并联式(C) 双动式，其中：

(A) 串联式之构成主要包括：

输入轴S50：为供耦合可作正反转驱动动力源，对速归差动轮系输入正反转回转动力；

太阳齿轮T51：其回转动力为藉单向传动机构SC51 与输入轴T50 耦合，并与差动齿轮组T52 啮合；

差动齿轮T5：为藉所牵动臂A52 经单向传动机构SC52 与输出轴S51 耦合，并与外环齿轮T53 啮合；

外环齿轮T53：为呈环状内齿轮供啮合差动齿轮，其本身并与固定机壳耦合；

单向传动机构SC53：为设置于输入轴S50 与输出轴S51 之间；

上述单向传动机构SC53 之可传递动力作动方向之关系为SC51 与SC52 同时在第一驱动方向时作动力传递，在相反方向驱动时则呈脱离状态，SC53 则为另一方向驱动时作动力传递；

其他相关机壳及螺丝等习用齿轮箱之构成元件；

(B) 并联式之构成主要包括：

输入轴S60：为供耦合可作正反转之回转动力源，对速归差动轮系输入正反转回转动力；

太阳齿轮T61: 为供连结输入轴S60及耦合差动齿轮T62;

差动齿轮T62: 供耦合太阳齿轮T61及外环齿轮T63, 各组差动齿轮之轴心为固设于壳体;

外环齿轮T63: 为供耦合差动齿轮T62, 并藉单向传动机构SC622之动力传递驱动输出轴S61, 及藉另一组单向传动机构SC621 耦合固定壳体, 在不同受力方向时作转动或受限制静止;

单向传动机构SC623: 为设置于输入轴S60与输出轴S61之间;

上述单向传动机构SC623 之可传递动力作动方向之关系为在第一驱动方向时SC621使外环齿轮T63呈自由转动, SC622 使外环齿轮之动力传输至输出轴S61; 而SC623则使输入轴S60与输出轴S61间呈空转; 在第二驱动方向时SC621使外齿轮呈限制静止, SC623使输入轴与输出轴结合, SC622使输出轴与外环齿轮间呈空转;

其他相关机壳及螺丝等习用齿轮箱之构成元件;

(C) 双动式之构成主要包括:

输入轴S70: 为供耦合可作正反转之回转动力源, 对速归差动轮系输入正反转动力, 并经单向传动机构SC722耦合于输出轴S71;

太阳齿轮T71: 为供连结输入轴S70及耦合差动齿轮T72;

差动齿轮T72: 供耦合太阳齿轮T71及外环齿轮T73, 各组差动齿轮之轴心共同设置于牵动臂以牵动输出轴S71, 并藉单向传动机构SC722耦合于输入轴S70;

外环齿轮T73: 为供耦合差动齿轮T72, 并藉单向传动机构SC721耦合于固定壳体, 在不同受力方向时作转动或受限制静止;

单向传动机构SC722: 为设置于输入轴S70与输出轴S71之间;

上述单向传动机构之可传递动力作动方向之关系为在第一驱动方向时SC721使外环齿轮T73呈自由转动, 而SC722则使输入轴S70与输出轴S71间呈动力传输; 在第二驱动方向时SC721使外环齿轮呈限制静止,

SC722 使输入轴与输出轴呈空转，此时输出为经由差动齿轮及牵动臂以牵动输出轴S71作减速输出；

其他相关机壳及螺丝等习用齿轮箱之构成元件。

7. 如权利要求1 或2 或3 或4 或5 或6 所述之藉输入方向操控速比之差动轮系，其特征在于，结合自动负载检测以操控原动轴驱动源作正反转进而改变其输出速比，即除由人工切换回转动力源回转方向外，可进一步藉检测动力源之负载电流作为切换方向时机之参考，即通常以马达之负载电流作检测，以负载电流超出设定条件时切换马达转向，使此项藉输入方向操控速比之差动轮系由其中一状态转为另一状态，此种状态包括由速比小变大或由速比大变小(或同时切换其输出方向)，此外其负载检测方式亦包括以机械性扭力检测器为操控检测之依据；若原动侧以其他动力为负载如引擎等，则可藉着结合扭力检测或限制装置以在过载时牵动方向切换机构以改变输入此项差动轮系之回转方向。

8. 如权利要求1 或2 或3 或4 或5 或6 所述之藉输入方向操控速比之差动轮系，其特征在于，应用于摩擦式差动轮系，其相关关系亦如上述。

9. 如权利要求1 或2 或3 或4 或5 或6 所述之藉输入方向操控速比之差动轮系，其特征在于，在输入或输出端结合传统正反转机构，则可获得 双向不同速比之变速输出。

10. 如权利要求1 或2 或3 或4 或5 或6 所述之藉输入方向操控速比之差动轮系，其特征在于，可由不同输入转向产生同输出转向不同输出速比之结构与不同输入转向产生不同输出转向及不同输出速比之结构，其中之一种多组串级或两种结构混合串级应用，而构成多组相乘之速比。

说 明 书

藉输入方向操控速比之差动轮系

本发明涉及一种藉输入方向操控速比之差动轮系。

本发明的主要目的，乃在于提供一种藉输入方向操控速比之差动轮系。

根据本发明的藉输入方向操控速比之差动轮系，它藉由变化差动轮系输入轴之转向以使其输出速比变换而获得不变或者变换其输出方向，其中之一种结构多组串级应用或由前述两种方式混合串级应用。

以下结合附图详细阐述本发明的特征和优点。

附图中

图1 为藉输入方向操控速比之差动轮系之基本原理结构示意图；

图2 为以外环齿轮为输入轴的实施例；

图3 为以差动齿轮牵动臂直接牵动输入轴之应用例；

图4 为以外环齿轮结合于输出轴之应用例；

图5 为藉输入方向操控速比之串联式速归差动轮系之实施例；

图6 为藉输入方向操控速比之并联式速归差动轮系之实施例；

图7 为藉输入方向操控速比之双动式速归差动轮系之实施例。

图1 所示为此项藉输入方向操控速比之差动轮系之基本原理结构示意图，图中主要包括：

输入太阳齿轮T1：供耦合差动齿轮T3 以及结合于输入轴S0；

差动齿轮T3：由一组或一组以上所构成，差动齿轮为耦合于太阳齿轮与外环齿轮之间，其所牵动之传动臂A3 供经单向传动机构SC31 牵动输出轴S1，及经一组反方向之单向传动机构SC32 与静止外壳耦合；

外环齿轮T2:为 耦合于差动齿轮T3, 并藉一组单向传动机构SC21 藉合于输出轴S1, 及经一组反方向之单向传动机构SC22 与静止外壳耦合;

上述单向传动结构中SC21 与SC31 可作同方向并列耦合于输出轴S1, 或为同轴内外环状套合于输出轴S1 亦可; 另外设置于外环齿轮及差动齿轮摇臂与静止壳体间之单向传动机构SC22 及SC32 为呈相同运作方向, 并与前述SC31、SC32 作用方向相反, 其设置方式可为各别并列设置或呈同轴内外环状套合于静止壳体与外环齿轮及差动齿轮所牵动之摇臂之间。

藉着上述结构, 若选择外环齿轮及差动齿轮对静止壳体之单向传动机构为前者顺时针方向呈空转, 而与输出轴S1 之耦合方向为呈顺时针方向可传动之选择设计为例, 此项藉输入方向操控速比之差动轮系可成下列两种输出状态:

A. 当输入轴S0 呈顺时针回转驱动时(CW), 则因外环齿轮向反时针方向之扭力被单向传动机构SC22 限制, 此时由差动齿轮之传动摇臂作顺时针驱动, 经单向传动机构SC31 对输出轴S1 驱动, 其速比为:

$$R = 1 + T2 / T1;$$

B. 当输入轴S0 呈反时针回转驱动时(CCW), 则因差动齿轮之传动摇臂向反时针方向之扭力被单向传动机构SC32 所限制, 此时由外环齿轮作顺时针方向驱动, 经单向传动机构SC21 对输出轴驱动, 其速比为:

$$R = - T2 / T1。$$

基于上述基本原理之阐述, 其实际应用具有多样性, 包括: 由太阳齿轮、差动齿轮、外环齿轮其中之一为输入轴, 其余两者依上述作动之原理藉单向传动机构组耦合于输出轴及静止壳体之间, 例如:

如图2 所示为以外环齿轮为输入轴实施例, 主要结构关系为:

外环齿轮T2连接输入源作正反转输入;

太阳齿轮T1供与差动齿轮T3相互传动并藉单向传动机构SC131 耦合于输出轴S1;

差动齿轮组T3之牵动摇臂A3耦合旋动于输出轴S1(或呈同轴心环状套合), 摇臂A3与固定机壳间设置单向传动结构SC122(或呈同轴心环状套合), 而其动作方向与太阳齿轮T1耦合于输出轴之单向传动机构SC131相同;

输出关系为在第一旋转方向时, 差动齿轮T3所牵动之摇臂A3被与静止壳体间之单向传动结构SC122 所限制而呈静止, 输出轴S1由太阳齿轮T1经单向传动机构SC131 所驱动, 其输出比为:

$$R = -T1/T2;$$

当输入轴S0呈另一转向时, 则太阳齿轮T1为一身与固定壳体间之单向传动机构SC131 所限制, 此时输出轴S1由差动齿轮T3之牵动臂A3所牵动, 其输出比为:

$$R = 1 + T1/T2。$$

由于原动方向相反, 故其输出在原动之正反转输入时皆呈同方向输出。

如图3 所示为以差动齿轮牵动臂直接牵动输入轴之应用例, 主要结构关系为:

差动齿轮T3牵动臂A3结合双向输入动力源作正反转输入;

太阳齿轮组T1及外环齿轮组T2为各别藉一组同方向单向传动机构SC231, SC221 分别耦合于输出轴S1(或两组单向传动装置呈同轴心环状套合), 以及分别在上述太阳齿轮T1及外环齿轮T2与固定机壳间设置单向传动机构SC232及SC333(或两组单向传动装置呈同轴心环状套合), 而其作动方向与耦合于输出轴之单向传动机构SC231及SC221相反;

输出关系为当第一旋转方向时，太阳齿轮T1被设置于太阳齿轮及固定壳体间之单向传动机构SC232所限制而呈静止，此时输出轴S1由外环齿轮T2经设置其间之单向传动机构SC221所驱动，其输出比为：

$$R = 1 / (1 + T2 / T1);$$

当输入轴S0呈另一方向驱动时外环齿轮T2被设置于外环齿轮及固定壳体间之单向传动机构SC222所限制而呈静止，此时输出轴S1由太阳齿轮T1经设置其间之单向传动机构SC231所驱动，其输出比为：

$$R = 1 / (1 + T1 / T2);$$

如图4 为以外环齿轮结合于输出轴之应用例，其主要结构关系为：

差动齿轮T3牵动臂A3藉单向传动机构SC422耦合于壳体；

输入轴S0用以结合及驱动太阳齿轮T1以作正反转回转动动力输入；以及藉一单向传动机构SC421 耦合于外环齿轮T2及输出轴S1；

太阳齿轮T1：为供啮合于差动齿轮T3及结合于输入轴S0；

输出关系为当第一旋转方向时，外环齿轮T2及输出轴S1被其与输入轴S0间之单向传动机构SC421 所传动，此时设置于差动齿轮摇臂A3与壳体间之单向传动机构SC422 则呈空转，此状态之输出比为：

$$R = 1;$$

当输入轴S0呈另一回转方向时，外环齿轮T2与输入轴S0间之单向传动机构SC421 呈空转，而设置于差动齿轮摇臂A3与壳体间之单向传动机构SC422 呈锁住状态，此时差动轮系呈由外环齿轮T2输出之状态，此状态输出比为：

$$R = - T1 / T2。$$

此项设计进一步为在切换原动侧之驱动转向而同时变换其输出速比及转向之一种创新速归差动轮系，为提供一种在原动轴正反转时能呈相对正反转但为不等速比之差动轮系，以增进机构设计之方便性及速归运动效率。

此项速归差动轮系之实施方式依结构元件中单向传动结构之分布分为(A)串联式(B)并联式(C)双动式，兹就其实施例说明如下：

(A) 串联式：如图5 所示为此项藉输入方向操控速比之串联式速归差动轮系之实施例示意图，其主要构成如下：

输入轴S50：为供耦合可作正反转驱动动力源；对速归差动轮系输入正反转回转动动力；

太阳齿轮T51：其回转动动力为藉单向传动机构SC51与输入轴S50耦合，并与差动齿轮组T52啮合；

差动齿轮T52：为藉所牵动臂A52经单向传动机构SC52与输出轴S51耦合，并与外环齿轮T53啮合；

外环齿轮T53：为呈环状内齿轮供啮合差动齿轮，其本身并与固定机壳耦合；

单向传动机构SC53：为设置于输入轴S50与输出轴S51之间；

上述单向传动机构SC53之可传递动力作动方向之关系为SC51与SC52同时在第一驱动方向时作动力传递，在相反方向驱动时则呈脱离状态，SC53则为另一方向驱动时作动力传递；

其他相关机壳及螺丝等习用齿轮箱之构成元件；不另叙述。

(B) 并联式：如图6 所示为此项藉输入方向操控速比之并联式速归差动轮系之实施例示意图；其构成主要包括：

输入轴S60：为供耦合可作正反转之回转动动力源，对速归差动轮系输入正反转回转动动力；

太阳齿轮T61：为供连结输入轴S60及耦合差动齿轮T62；

差动齿轮T62：供耦合太阳齿轮T61及外环齿轮T63，各组差动齿轮之轴心为固设于壳体；

外环齿轮T63：为供耦合于差动齿轮T62，并藉单向传动机构SC622之动力传递驱动输出轴S61，及藉另一组单向传动机构SC621耦合于固

定壳体，在不同受力方向时作转动或受限制静止；

单向传动机构SC623: 为设置于输入轴S60与输出轴S61之间；

上述单向传动机构SC623 之可传递力作动方向之关系为在第一驱动方向时SC621使外环齿轮T63呈自由转动，SC622使外环齿轮之动力传输至输出轴S61，而SC623则使输入轴S60与输出轴S61间呈空转；在第二驱动方向时SC621使外环齿轮呈限制静止，SC623使输入轴与输出轴结合，SC622使输出轴与外环齿轮间呈空转；

其他相关机构壳及螺丝等习用齿轮箱之构成元件；不另叙述。

(C) 双动式: 如图7 此项藉输入方向操控速比之双动式速归差动轮系之实施例示意图，其构成主要包括：

输入轴S70: 为供耦合可作正反转之回转动力源，对速归差动轮系输入正反转回转动力，并经单向传动机构SC722耦合于输出轴S71；

太阳齿轮T71: 为供连结输入轴S70及耦合差动齿轮T72；

差动齿轮T72: 供耦合太阳齿轮T71及外环齿轮T73，各组差动齿轮之轴心共同设置于牵动臂以牵动输出轴S71，并藉单向传动机构 SC722耦合于输入轴S70；

外环齿轮T73: 为供耦合于差动齿轮T72，并藉单向传动机构 SC721耦合于固定壳体，在不同受力方向时作转动或受限制静止；

单向传动机构SC722: 为设置于输入轴S70与输出轴S71之间；

上述单向传动机构之可传递动力作动方向之关系为在第一驱动方向时SC721使外环齿轮T73呈自由转动，而SC722则使输入轴S70与输出轴S71间呈动力传输；在第二驱动方向时SC721使外环齿轮呈限制静止，SC722使输入轴与输出轴呈空转，此时输出为经由差动齿轮及牵动臂以牵动输出轴S71作减速输出；

其他相关机壳及螺丝等习用齿轮箱之构成元件；不另叙述。

此项藉输入方向操控速比之差动轮系进一步可结合自动负载检测

以操控原动轴驱动源作正反转进而改变其输出速比，即除由人工切换回转动力源回转方向外，可进一步藉检测动力源之负载电流作为切换方向时机之参考，即通常以马达之负载电流作检测，以负载电流超出设定条件时切换马达转向，使此项藉输入方向操控速比之差动轮系由其中一状态转为另一状态，此种状态包括由速比小变大或由速比大变小或进一步包括同时切换输出方向，此外其负载检测方式亦包括以机械性扭力检测器为操控检测之依据；若原动侧以其他动力为负载如引擎等，则可藉着结合扭力检测或限制装置以在过载时牵动方向切换机构以改变输入此项差动轮系之回转方向。

在实际应用中可作下列设计选择：

应用于摩擦式差动轮系，其相关关系亦同。

输入或输出端结合传统正反转机构，则可获得双向不同速比之变速输出。

由不同输入转向产生同输同转向、不同速比之结构与不同输入转向产生不同输出转向及不同输出速比之结构，其中之一种多组串级两种结构混合串级应用，而构成多组相乘之速比。

综合上述，此项藉输入方向操控速比之差动轮系创新揭示以原动侧正反转驱动一差动轮系产生同输出方向不同速比之输出，或不同输出方向不同速比之输出，其中之一种结构多组串级应用或由前述两种方式混合串级应用，以供各种驱动应用。

说明书附图

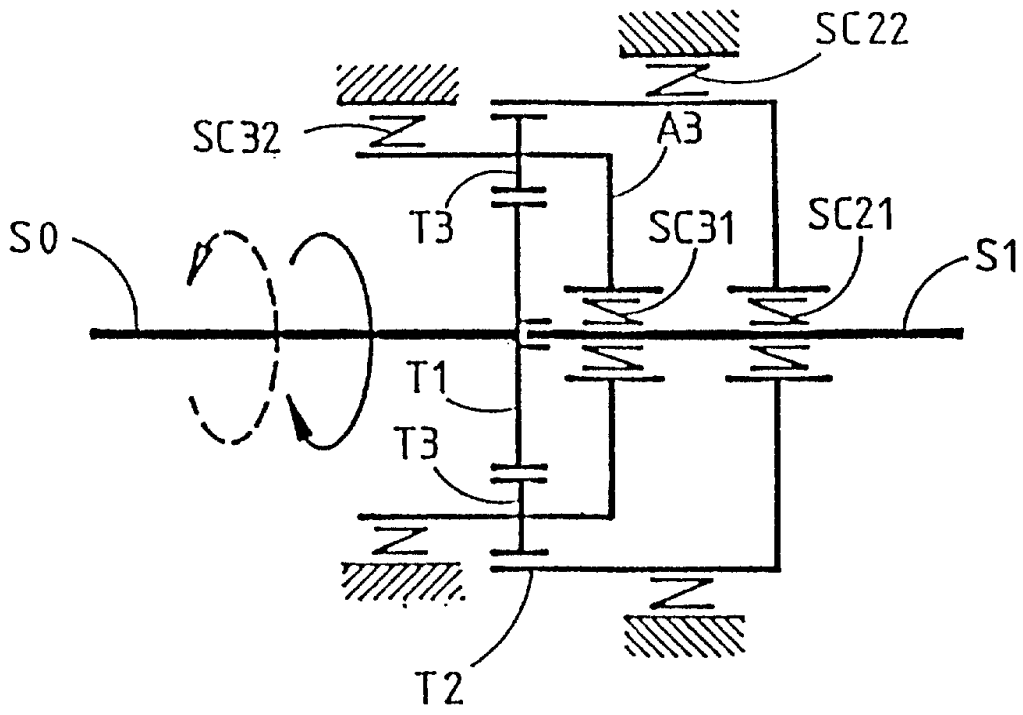


图1

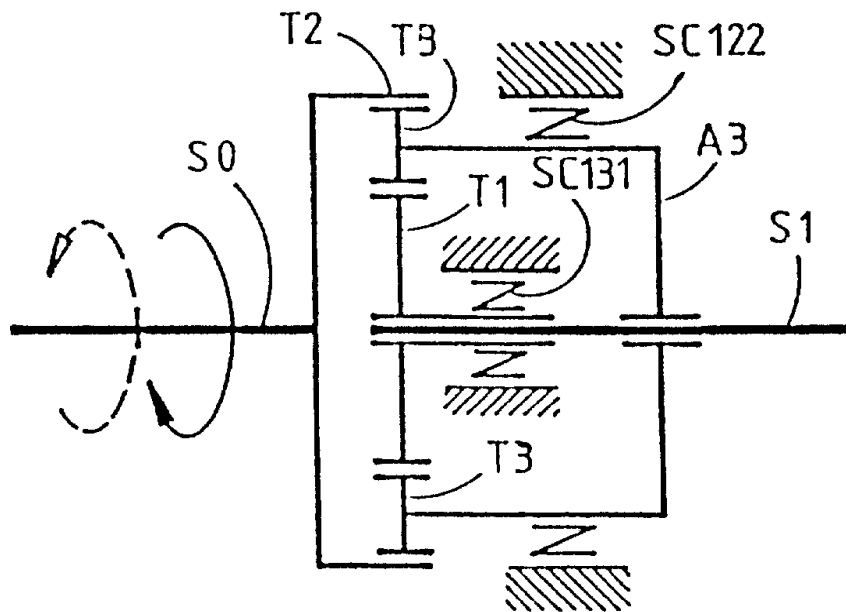


图2

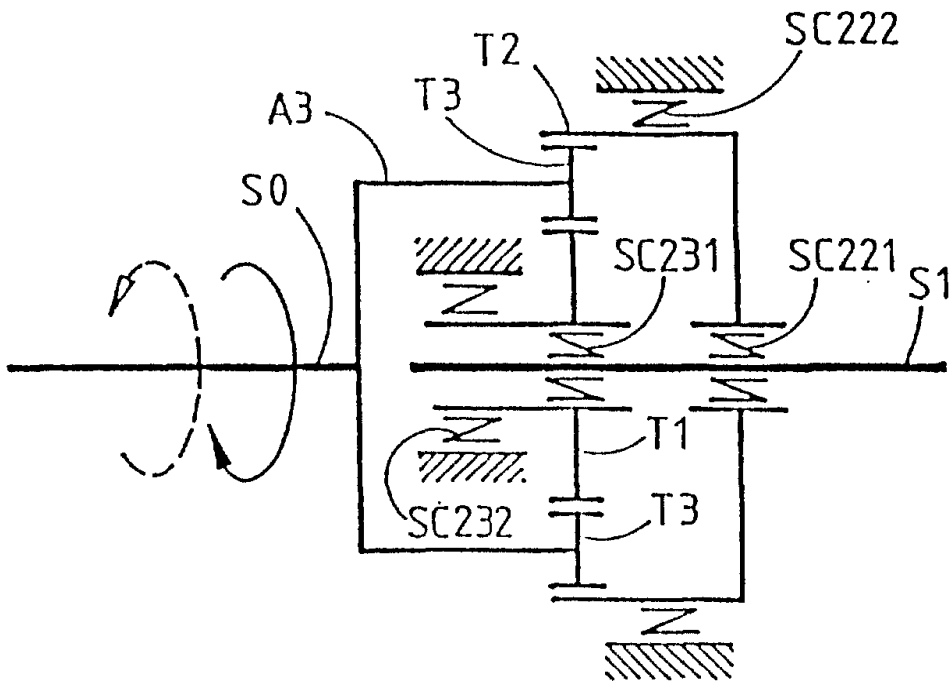


图3

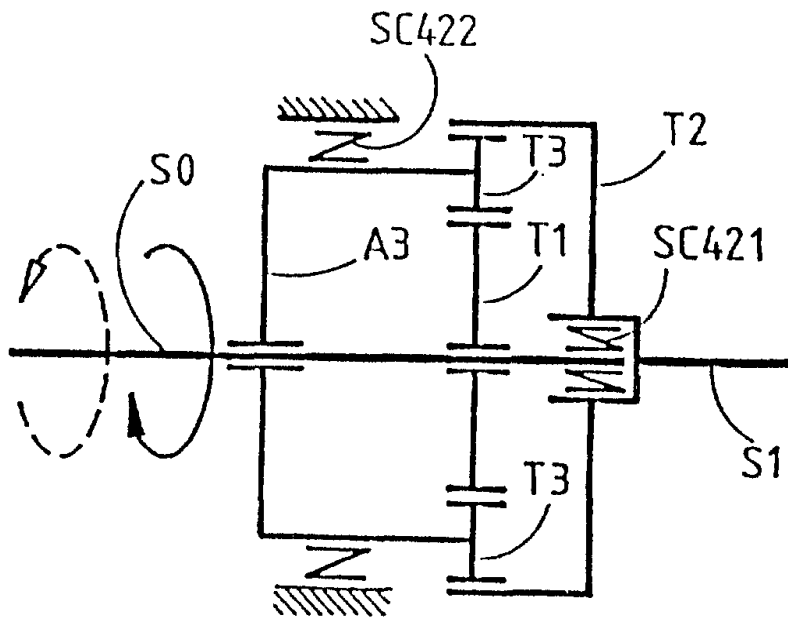


图4

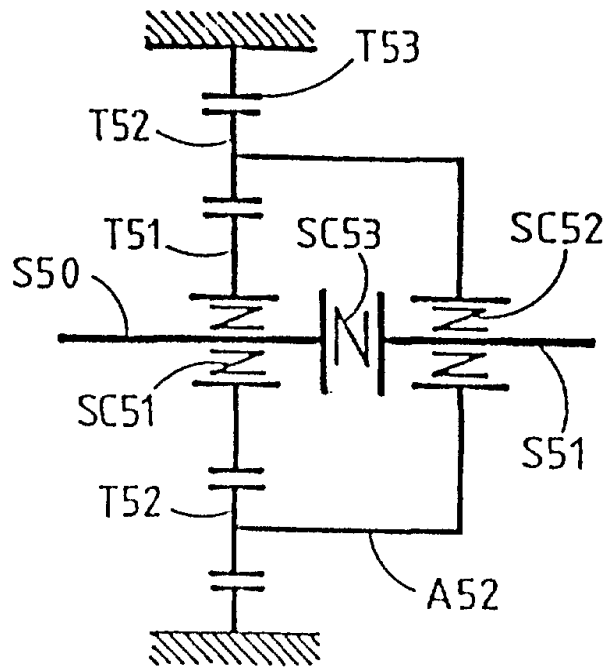


图5

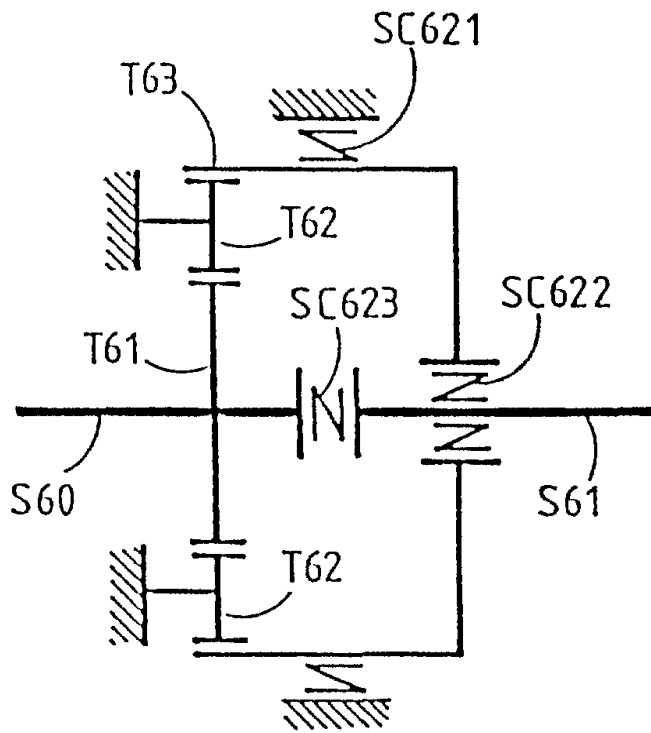


图6

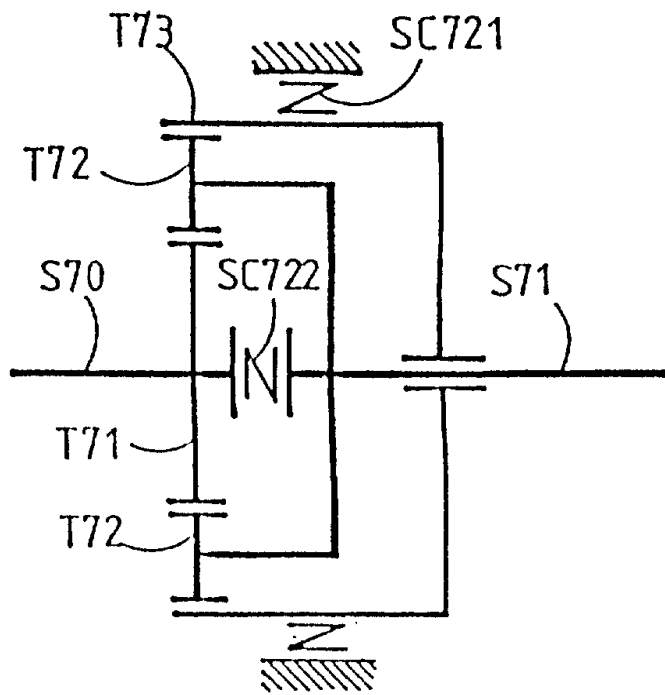


图7