



# (12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105190096 B

(45)授权公告日 2018.07.24

(21)申请号 201380074412.3

(22)申请日 2013.03.08

(65)同一申请的已公布的文献号  
申请公布号 CN 105190096 A

(43)申请公布日 2015.12.23

(85)PCT国际申请进入国家阶段日  
2015.09.08

(86)PCT国际申请的申请数据  
PCT/CN2013/072346 2013.03.08

(87)PCT国际申请的公布数据  
W02014/134822 ZH 2014.09.12

(73)专利权人 李建利  
地址 710001 陕西省西安市碑林区西六道  
巷商业大楼4-1-5号  
专利权人 邓巍

(72)发明人 李建利 邓巍 孙姜燕 赵继瑛

(74)专利代理机构 北京市柳沈律师事务所  
11105

代理人 郝娟君

(51)Int.Cl.  
F16H 1/46(2006.01)  
F16H 3/44(2006.01)

(56)对比文件  
CN 1317653 A,2001.10.17,  
审查员 沈晓东

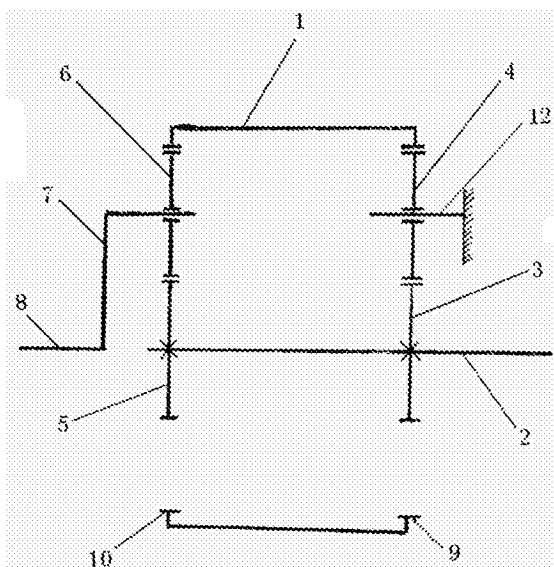
权利要求书1页 说明书6页 附图2页

## (54)发明名称

悬浮轮减速器

## (57)摘要

一种悬浮轮减速器以及悬浮轮过零多级变速器,其均包括前行星轮系、后行星轮系和悬浮轮(1)。通过对前行星轮系、后行星轮系和悬浮轮所包括的齿轮的尺寸进行不同设计,其可以实现任意不同的减速比。该悬浮轮减速器以及悬浮轮过零多级变速器结构简单,可靠性高,克服了现有技术中如果要求实现大的减速比则需要多级齿轮变速传动机构的缺陷,减少了其整体尺寸,降低了成本。



1. 一种悬浮轮过零多级变速器,其特征在于:包括前行星轮系、后行星轮系和悬浮轮(1),其中,前行星轮系由一个多级齿轮变速机构(11)构成,后行星轮系由后太阳轮(5),后行星轮(6)和后内齿圈(10)组成,所述后内齿圈(10)成形在所述悬浮轮(1)内周面且与所述悬浮轮(1)是一体的,所述多级齿轮变速机构(11)包括一个输入齿轮、多组输出齿轮以及前内齿圈,所述输入齿轮与所述多组输出齿轮中的其中一组接合,所述输入齿轮与所述前内齿圈通过该组输出齿轮传动连接,所述后太阳轮(5)通过所述后行星轮(6)与所述后内齿圈(10)传动连接,所述后太阳轮(5)的轮心以及所述输入齿轮的轮心与动力输入轴(2)刚性连接,所述后行星轮(6)轮心连接用于动力输出的动力输出轴(8),所述多组输出齿轮的其中一组输出齿轮与所述输入齿轮的减速比与所述后行星轮(6)与所述后太阳轮(5)的减速比相同。

2. 根据权利要求1所述的悬浮轮过零多级变速器,其特征在于:在所述后行星轮(6)的轮心处设置有用以连接所述动力输出轴(8)的连接系杆(7)。

3. 根据权利要求1或2所述的悬浮轮过零多级变速器,其特征在于:所述多级齿轮变速机构(11)为3~30级齿轮变速机构。

4. 根据权利要求1或2所述的悬浮轮过零多级变速器,其特征在于:所述多组输出齿轮的其中一组输出齿轮与所述输入齿轮的减速比与所述后行星轮(6)与所述后太阳轮(5)的减速比比值为1.0001~1000:1或1:1.0001~1000。

## 悬浮轮减速器

### 技术领域

[0001] 本发明涉及减速器领域,特别地涉及一种基于行星轮系机构结构的悬浮轮减速器。

### 背景技术

[0002] 减速器是典型的齿轮传动装置,作为机械传动常用的基础部件,其传动可靠性、传动比及尺寸等决定了使用该减速器的装备的可靠性、传动效率以及整体尺寸。对于齿轮领域而言,减速器、变速器等都属于齿轮箱的结构范畴,而齿轮箱向着高可靠性、轻量化的方向发展,也是近年来齿轮传动新技术研发的重点。

[0003] 目前,国内外在齿轮箱技术的研究上有以下三个方向:

[0004] 1、开发轻质材料和改进热处理工艺。如开发并采用优质合金钢,调整提高齿轮的调质工艺等,最为典型的技术进步是硬齿面技术的诞生和调质技术的持续发展。但此项技术存在以下局限性:即,应用该技术会增加其材质的成本,对于传统齿轮箱制造而言,只有在减少齿轮箱重量所获收益大于其成本支出时,才会产生效益。

[0005] 2、发展强度计算、高可靠性分析等精细设计、精密制造的方法。鉴于当今各种齿轮箱的设计和制造技术在国内外应用的相当普遍和成熟,尤其是近几十年来,各国工程技术人员对各种减速器和变速器的精心设计和多次产品的更新换代,使得传统的齿轮箱设计已趋于更为合理和完美,从而目前即使使用先进的计算机设计软件,对齿轮箱进一步精细化改进的空间也太小,对其现有结构的优化设计,其效果也非常有限。

[0006] 3、创新齿轮传动形式及传动原理,表现为传动结构的变化。与前两个研究方向比较,该技术进步更为彻底和先进。在此方面,任何一项经过实践充分检验的技术进步,都将会为齿轮传动的升级换代提供根本的技术支撑。例如:根据近几十年在行星轮结构基础上进行的创新才出现的“摆线针轮减速器”、“谐波齿轮减速器”、“三环减速器”等几种高减速比的新型齿轮箱,相比传统圆柱齿轮减速箱具有体积小、结构紧凑、重量轻等优点,所以获得广泛应用。

[0007] 对于传统的齿轮减速器,要实现较高的减速比,一般是设计多级齿轮组相互配合,才能达到理想的速比,这样就会导致高速比减速箱的结构复杂、体积大、重量大、成本高等诸多问题。有些减速比较大的特种减速器,采用了创新的齿轮传动原理,使得其体积减小、重量减轻,如前述的“谐波齿轮减速器”等结构。但是在此类齿轮结构元件中引入了一个特别的柔性内齿圈,该柔性内齿圈不同于传统的、经过近百年的实践验证其可靠性的机械元件那样具有高可靠性。其带来的副作用是:该特种柔性内齿圈结构使得生产工艺复杂化,致使生产成本有所增加,而可靠性能和维修性能却反而下降了。

### 发明内容

[0008] 本发明的目的在于解决上述的现有技术存在的问题,提供一种结构合理、使用方便、制造成本低、有利于实现机电一体化自动化控制且可靠性高的悬浮轮减速器。

[0009] 本发明提供的悬浮轮减速器的技术方案如下：一种悬浮轮减速器，包括前行星轮系、后行星轮系和悬浮轮，其中，前行星轮系由前太阳轮，前行星轮和前内齿圈组成，后行星轮系由后太阳轮，后行星轮和后内齿圈组成，前内齿圈和后内齿圈成形在悬浮轮内周面且与悬浮轮是一体的，前太阳轮和后太阳轮的轮心通过动力输入轴刚性连接，前太阳轮通过前行星轮与前内齿圈传动连接，后太阳轮通过后行星轮与后内齿圈传动连接，前行星轮围绕固定转轴转动，后行星轮轮心连接用于动力输出的动力输出轴。

[0010] 优选地，在后行星轮的轮心处设置有用于连接动力输出轴的连接系杆。

[0011] 在此的悬浮轮，在其内周面一体成型有前内齿圈和后内齿圈，前内齿圈和后内齿圈优选地是刚性内齿圈。根据本发明的悬浮轮减速器的结构设计，通过与悬浮轮一体成型的前内齿圈和后内齿圈，悬浮轮可以不借助于任何支承就会悬浮在设计位置，即在前行星轮和后行星轮的外周负载运动，所以称其为“悬浮轮”。

[0012] 本发明提供的悬浮轮减速器提供了一种新颖的齿轮传动结构，根据对前、后行星轮系以及悬浮轮的尺寸进行不同设计，其可以实现任意不同的减速比。该悬浮轮减速器结构简单，可靠性高，克服了现有技术中如果要求实现大的减速比，需要多级齿轮变速传动机构，减少了其整体尺寸，降低了成本。

[0013] 根据本发明的悬浮轮减速器，如果将前太阳轮和后太阳轮、前行星轮和后行星轮以及前内齿圈和后内齿圈的这三组齿轮，每组都设计成一样的大小，即前太阳轮和后太阳轮的齿数、模数一致，前行星轮和后行星轮的齿数、模数一致以及前内齿圈和后内齿圈的齿数、模数一致，则可以实现无论动力输入轴输入多少转速，与连接系杆连接的动力输出轴的转速为零，扭矩也为零。

[0014] 优选地，前太阳轮和后太阳轮的节圆尺寸相同，和/或前行星轮和后行星轮的节圆尺寸相同，和/或前内齿圈和后内齿圈的节圆尺寸相同。

[0015] 优选地，前太阳轮和后太阳轮的节圆尺寸不相同，和/或前行星轮和后行星轮的节圆尺寸不相同，和/或前内齿圈和后内齿圈的节圆尺寸不相同。

[0016] 优选地，前太阳轮和后太阳轮的节圆尺寸不相同，其比值为：1.0001~1000:1或1:1.0001~1000。

[0017] 优选地，前行星轮和后行星轮的节圆尺寸不相同，其比值为：1.0001~1000:1或1:1.0001~1000。

[0018] 优选地，前内齿圈和后内齿圈的节圆尺寸不相同，其比值为：1.0001~1000:1或1:1.0001~1000。

[0019] 通过设置前太阳轮和后太阳轮的节圆尺寸，前行星轮和后行星轮的节圆尺寸以及前内齿圈和后内齿圈的节圆尺寸，可以根据所需要的减速比，使得前后两组行星轮系运转速度不同，这样可以实现动力输入轴和动力输出轴转速的多种变化，从而可以得到不同减速比的减速器。

[0020] 优选地，前行星轮和/或后行星轮为3个。

[0021] 优选地，前、后行星轮以及对应的前、后内齿圈的齿为斜齿，且前、后行星轮以及对应的前、后内齿圈的斜齿的旋向相反。

[0022] 前、后行星轮以及对应的前、后内齿圈的斜齿的旋向相反，使得可以限制悬浮轮的轴向运动。

[0023] 优选地,前、向后行星轮以及对应的前、后内齿圈的齿为人字形齿。

[0024] 前、向后行星轮以及对应的前、后内齿圈的齿为人字形齿也使得可以限制悬浮轮的轴向运动。

[0025] 优选地,在悬浮轮上安装有用于防止其轴向移动的滑动轴承或滚动轴承。滑动轴承或滚动轴承可以安装在悬浮轮的外周上,也可以将悬浮轮内周面的一部分沿径向向着动力输入轴延伸,滑动轴承或滚动轴承安装在动力输入轴与悬浮轮的径向延伸部分之间以限制悬浮轮的轴向运动。当然,滑动轴承或滚动轴承可以安装在悬浮轮上能够实现限制悬浮轮的轴向移动的功能的任意位置上均可。

[0026] 在此使用滑动轴承,限制了悬浮轮的轴向移动。

[0027] 根据本发明的悬浮轮减速器,其前行星轮系和后行星轮系运转速度越相近,该悬浮轮减速器的减速比就越大,扭矩也越大;而前行星轮系和后行星轮系运转速度相差越大,该悬浮轮减速器的减速比就越小,扭矩也相应减小。现有技术中,各种传统类型的减速器要在原来的基础上提高减速比,必须通过多增加减速器的齿轮、轴的数量以及改变和增大齿轮箱等部件,形成双级或更多级的结构才能实现增大减速比的目标。而本发明所提供的悬浮轮减速器利用前行星轮系和后行星轮系中有限数目的齿轮和轴,就得出任意减速比的减速器,比如:30:1……、300:1……、3000:1……、10000:1……。并且,该悬浮轮减速器中所使用的齿轮、轴等部件都是经过近百年生产和实践考验的机械结构元件,因此,本发明所述的悬浮轮减速器无论在整机性能、可靠性、生产标准模块化、整机结构的简练和轻量化、生产工艺的标准化及维修保养性能等方面,都获得了极大的改进。

[0028] 根据本发明的另一个实施例,提供一种悬浮轮过零多级变速器,包括前行星轮系、后行星轮系和悬浮轮,其中,前行星轮系由一个多级齿轮变速机构构成,后行星轮系由后太阳轮,后行星轮和后内齿圈组成,后内齿圈成形在悬浮轮内周面且与悬浮轮是一体的,该多级齿轮变速机构包括一个输入齿轮、多组输出齿轮以及前内齿圈,输入齿轮与多组输出齿轮中的其中一组接合,输入齿轮与前内齿圈通过该组输出齿轮传动连接,后太阳轮通过后行星轮与后内齿圈传动连接,后太阳轮的轮心以及输入齿轮的轮心与动力输入轴刚性连接,后行星轮轮心连接用于动力输出的动力输出轴,所述多组输出齿轮的其中一组输出齿轮与输入齿轮的减速比比值为后行星轮与后太阳轮的减速比相同。

[0029] 优选地,在后行星轮的轮心处设置有用以连接动力输出轴的连接系杆。

[0030] 优选地,多级齿轮变速机构为3~30级齿轮变速机构。

[0031] 优选地,所述多组输出齿轮的其中一组输出齿轮与输入齿轮的减速比比值与后行星轮与后太阳轮的减速比比值为1.0001~1000:1或1:1.0001~1000。

[0032] 根据本发明的悬浮轮过零多级变速器,可以实现无论动力输入轴输入转数如何,动力输出轴的输出转数为零,这种效果在输入齿轮接合多组输出齿轮中那组与输入齿轮的减速比比值与后行星轮与后太阳轮的减速比相同的输出齿轮时即可实现。当输入齿轮接合其它组输出齿轮时,即可实现悬浮轮过零多级变速器整体的不同的减速比,其也具有与本发明另一种实施例的悬浮轮减速器的类似的优点,在此不再详细叙述。

## 附图说明

[0033] 本发明的其它优点和特征将从接下来的仅以非限制性示例的目的给出的并表示

在附图中的本发明的特定实施例的说明变得更加清楚明显,在附图中:

- [0034] 图1是根据本发明一个实施例的悬浮轮减速器的结构示意图;
- [0035] 图2是根据本发明另一个实施例的悬浮轮过零多级变速器的结构示意图。
- [0036] 附图标记说明
- [0037] 1 悬浮轮
- [0038] 2 动力输入轴
- [0039] 3 前太阳轮
- [0040] 4 前行星轮
- [0041] 5 后太阳轮
- [0042] 6 后行星轮
- [0043] 7 连接系杆
- [0044] 8 动力输出轴
- [0045] 9 前内齿圈
- [0046] 10 后内齿圈
- [0047] 11 多级齿轮变速机构
- [0048] 12 固定转轴

### 具体实施方式

[0049] 下面参照图1至图2进一步详细说明本发明的悬浮轮减速器的特征。为了清楚简洁的目的,在不同实施例中相同和相似的部件使用相同的附图标记。

[0050] 根据本发明的一个实施例,如图1所示的悬浮轮减速器是在传统行星轮结构的基础上,创造了一种比“摆线针轮减速器”、“谐波齿轮减速器”、“三环减速器”等齿轮箱的传动原理更为先进的减速结构,其包括前行星轮系、后行星轮系和悬浮轮1,前行星轮系由前太阳轮3,前行星轮4和前内齿圈9组成,后行星轮系由后太阳轮5,后行星轮6和后内齿圈10组成,前内齿圈9和后内齿圈10成形在悬浮轮1内周面且与悬浮轮1一体成型,前太阳轮3和后太阳轮5的轮心通过动力输入轴2刚性连接,前太阳轮3通过前行星轮4与前内齿圈9传动连接,后太阳轮5通过后行星轮6与后内齿圈10传动连接,在后行星轮6的轮心处设置有用动力输出轴8的连接系杆7,前行星轮4围绕固定转轴12转动。

[0051] 在此的悬浮轮1,在其内周面一体成型有前内齿圈9和后内齿圈10,前内齿圈12和后内齿圈13优选地是刚性内齿圈。根据本发明的悬浮轮减速器的结构设计,通过与悬浮轮1一体成型的前内齿圈9和后内齿圈10,悬浮轮1可以不借助于任何支承就会悬浮在设计位置,即在前行星轮4和后行星轮6的外周负载运动,所以称其为“悬浮轮”。

[0052] 本发明提供的悬浮轮减速器提供了一种新颖的齿轮传动结构,根据对前、后行星轮系以及悬浮轮的尺寸进行不同设计,其可以实现任意不同的减速比。该悬浮轮减速器结构简单,可靠性高,克服了现有技术中如果要求实现大的减速比,需要多级齿轮变速传动机构,减少了其整体尺寸,降低了成本。

[0053] 根据本发明的悬浮轮减速器,其前太阳轮和后太阳轮的节圆尺寸相同,和/或前行星轮和后行星轮的节圆尺寸,和/或前内齿圈和后内齿圈的节圆尺寸可以设计为相同也可以设计为不相同。图1中示出的例子为以上节圆尺寸均相同的情况。

[0054] 当前太阳轮和后太阳轮的节圆尺寸不相同,其比值可以为:1.0001~1000:1或1:1.0001~1000。

[0055] 当前行星轮和后行星轮的节圆尺寸不相同,其比值可以为:1.0001~1000:1或1:1.0001~1000。

[0056] 当前内齿圈和后内齿圈的节圆尺寸不相同,其比值为:1.0001~1000:1或1:1.0001~1000。

[0057] 通过设置前太阳轮和后太阳轮的节圆尺寸,前行星轮和后行星轮的节圆尺寸以及前内齿圈和后内齿圈的节圆尺寸,可以在根据所需要的减速比,使得前后两组行星轮系运转速度不同,这样可以实现动力输入轴和动力输出轴转速的多种变化,从而可以得到不同减速比的减速器。

[0058] 通常,使用的前行星轮和/或后行星轮为3个。但是也可以多于3个,例如为4个,考虑到行星轮排布的空间,一般前行星轮和/或后行星轮的数目不超过4个,至少为1个。前行星轮与后行星轮的数目可以相同也可以不相同。

[0059] 为了限制悬浮轮的轴向运动,前、向后行星轮以及对应的前、后内齿圈的齿为斜齿,且前、后行星轮以及对应的前、后内齿圈的斜齿的旋向相反。斜齿在啮合时,会在轴上施加轴向力,分别啮合的旋向相反的斜齿施加在轴上的轴向力相互制约,因此限制了悬浮轮的轴向运动。

[0060] 为了限制悬浮轮的轴向运动,前、后行星轮以及对应的前、后内齿圈的齿为人字形齿。基于与斜齿类似的原因,人字形齿也限制了悬浮轮的轴向运动。

[0061] 也可以在悬浮轮上安装有用于防止其轴向移动的滑动轴承或滚动轴承限制悬浮轮的轴向运动。具体地,滑动轴承或滚动轴承可以安装在悬浮轮的外周上,也可以将悬浮轮内周面的一部分沿径向向着动力输入轴延伸,滑动轴承或滚动轴承安装在动力输入轴与悬浮轮的径向延伸部分之间以限制悬浮轮的轴向运动。当然,滑动轴承或滚动轴承可以安装在悬浮轮上能够实现限制悬浮轮的轴向移动的功能的任意位置上均可。

[0062] 根据图1所示的悬浮轮减速器,当前太阳轮3和后太阳轮5、前行星轮4和后行星轮6以及前内齿圈9和后内齿圈10的大小都相同时,则无论悬浮轮减速器的动力输入轴2的转速如何,动力输出轴8的转速都为零。只要改变前、后行星轮系中任何一组齿轮(前、后太阳轮、前、后行星轮、前、后内齿圈)的尺寸大小,使得前行星轮和后行星轮系的运转速度不同,就可以设计出不同减速比的减速器。前行星轮系和后行星轮系运转速度越相近,该悬浮轮减速器的减速比就越大,扭矩也越大;而前行星轮系和后行星轮系运转速度相差越大,该悬浮轮减速器的减速比就越小,扭矩也相应减小。现有技术中,各种传统类型的减速器要在原来的基础上提高减速比,必须通过多增加减速器的齿轮、轴的数量以及改变和增大齿轮箱等部件,形成双级或更多级的结构才能实现增大减速比的目标。而本发明所提供的悬浮轮减速器利用前行星轮系和后行星轮系中有限数目的齿轮和轴,就可得出任意减速比的减速器,比如:30:1……、300:1……、3000:1……、10000:1……。并且,该悬浮轮减速器中所使用的齿轮、轴等部件都是经过近百年生产和实践考验的机械结构元件,因此,本发明所述的悬浮轮减速器无论在整机性能、可靠性、生产标准模块化、整机结构的简练和轻量化、生产工艺的标准化及维修保养性能等方面,都获得了极大的改进。

[0063] 根据本发明的另一个实施例,如图2所示的悬浮轮多级过零变速器,包括前行星轮

系、后行星轮系和悬浮轮1,前行星轮系由一个多级齿轮变速机构11构成,该多级齿轮变速机构11的结构与现有技术的齿轮变速机构相同,后行星轮系由后太阳轮5,后行星轮6和后内齿圈10组成,后内齿圈10成形在悬浮轮1内周面且与悬浮轮1是一体成型的,该多级齿轮变速机构11包括一个输入齿轮、多组输出齿轮以及前内齿圈(未示出),输入齿轮与多组输出齿轮中的其中一组接合,输入齿轮与前内齿圈通过该组输出齿轮传动连接,后太阳轮5通过后行星轮6与后内齿圈10传动连接,后太阳轮5的轮心以及输入齿轮的轮心与动力输入轴2刚性连接,在后行星轮6的轮心处设置有用于连接动力输出轴8的连接系杆7,所述多组输出齿轮的其中一组输出齿轮与输入齿轮的减速比与后行星轮与太阳轮的减速比相同。

[0064] 在该实施例中,多级齿轮变速机构为3~30级齿轮变速机构。

[0065] 在该实施例中,所述多组输出齿轮的其中一组输出齿轮与输入齿轮的减速比与后行星轮与太阳轮的减速比比值可以为1.0001~1000:1或1:1.0001~1000。

[0066] 根据本发明的悬浮轮过零多级变速器,可以实现无论动力输入轴输入转数如何,动力输出轴的输出转数为零,这种效果在输入齿轮接合多组输出齿轮中那组与输入齿轮的减速比与后行星轮与太阳轮的减速比相同的输出齿轮时即可实现。当输入齿轮接合其它组输出齿轮时,即可实现悬浮轮过零多级变速器整体的不同的减速比,其也具有与本发明第一实施例的悬浮轮减速器的类似的优点,在此不再详细叙述。

[0067] 图2所示的悬浮轮过零多级变速器在图1所示悬浮轮减速器的基础上,将动力输入轴2的前行星轮系更换为全机械的多级齿轮变速结构11,即前行星轮系由一个多级齿轮变速机构11构成。当输入齿轮接合多组输出齿轮中那组与输入齿轮的减速比与后行星轮与太阳轮的减速比相同的输出齿轮时即可实现动力输出轴8转速为零,当输入齿轮接合其它组的齿轮时,即可实现悬浮轮过零多级变速器的不同的减速比。

[0068] 该悬浮轮多级过零变速器由于可以全部用传统的机械齿轮等元件构成,所以有着可传递较大扭矩的性能且具有较高的可靠性,其不同于传统的机械变速器,如汽车变速箱的特点是,其可以在机械正在运行时从前进档通过零档直接进入后退档。而传统的汽车变速箱不能实现这个功能,只能在汽车不前进并停稳后,才能从前进档挂到倒挡位置。

[0069] 进一步地,如果将这种多级齿轮变速机构11设计为机械或液压等控制的无级变速机构,本发明就可衍生成为一种“悬浮轮无级过零变速器”,其传递的扭矩虽然小于有级过零变速器,但该机型调速范围广,易实现机电一体化的自动控制等。

[0070] 进一步地,如果将图1和图2中所示的两种结构类型的悬浮轮减速器中的动力输入轴2和动力输出轴8的功能对调使用,即,将动力输入轴2作为动力输出轴,动力输出轴8作为动力输入轴,本发明就又可以用作增速器,同样具有图1和图2所示的减速器所具有的有变速比调节的各项优点。

[0071] 对于本领域的一般技术人员,依据本发明实施例的思想,在具体实施方式及应用范围上的改变不应认为偏离了本发明保护的范围,任何在权利要求保护范围内的变形均落入本发明的保护范围,综上所述,本说明书内容不应理解为对本发明的限制。

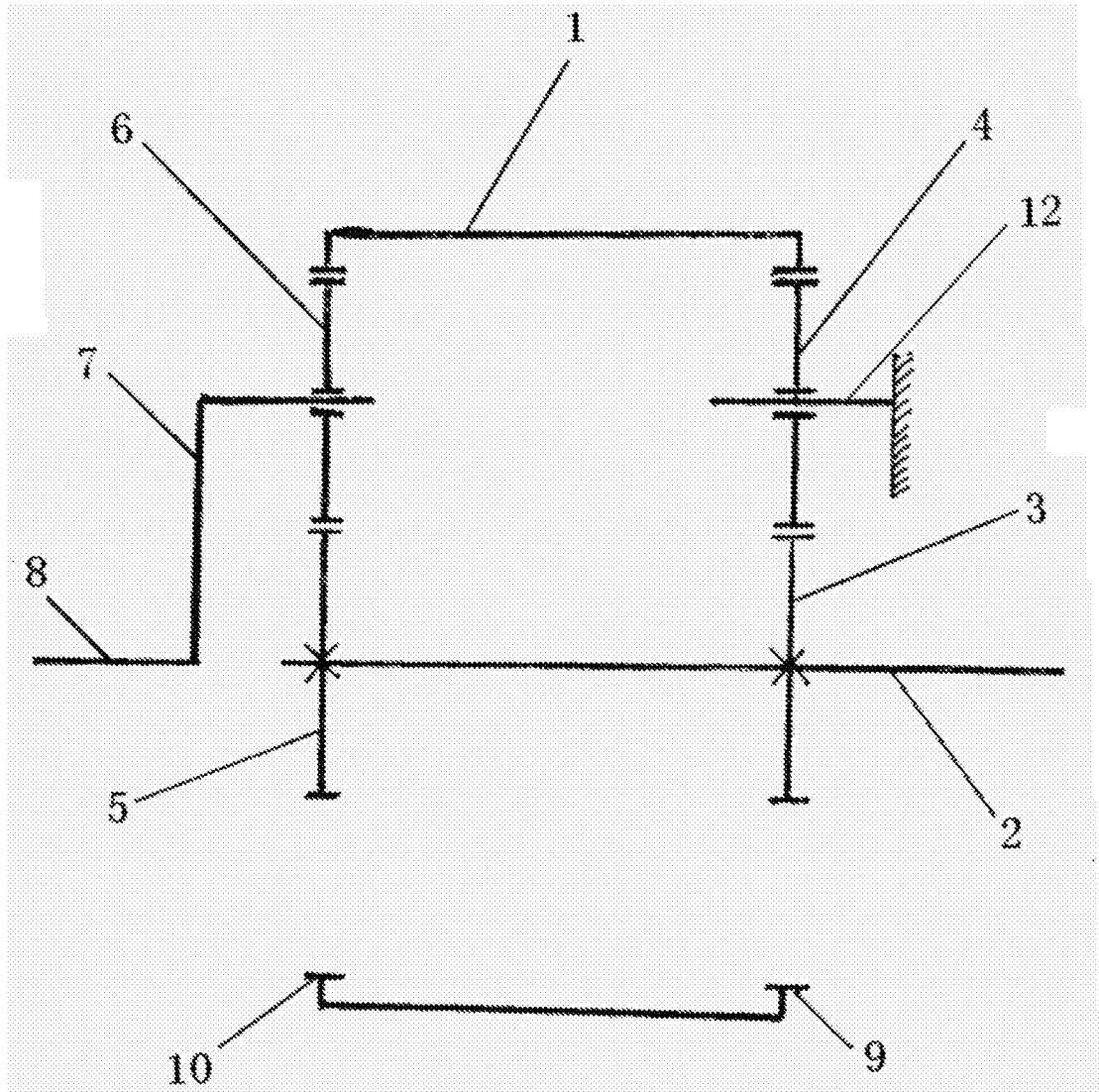


图1

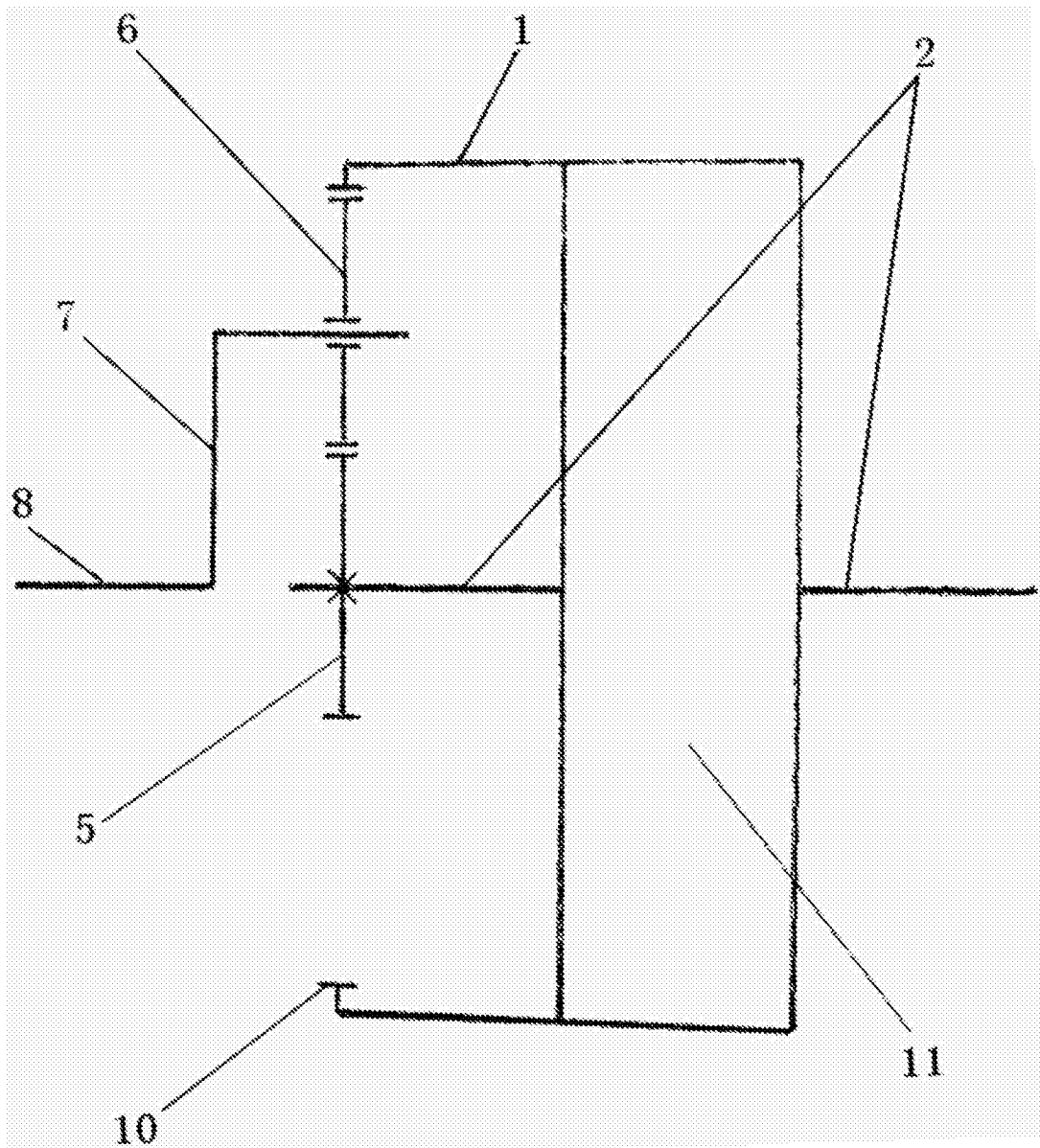


图2