



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 202703154 U

(45) 授权公告日 2013. 01. 30

(21) 申请号 201220180743. 8

(ESM) 同样的发明创造已同日申请发明专利

(22) 申请日 2012. 04. 25

(73) 专利权人 万向钱潮股份有限公司

地址 311215 浙江省杭州市萧山经济技术开
发区万向路 1 号

专利权人 万向集团公司

(72) 发明人 张杰 赵景山 资小林 刘向

邱宝象 冯之敬

(74) 专利代理机构 杭州九洲专利事务所有限公

司 33101

代理人 陈继亮

(51) Int. Cl.

B60G 3/18(2006. 01)

B60G 15/00(2006. 01)

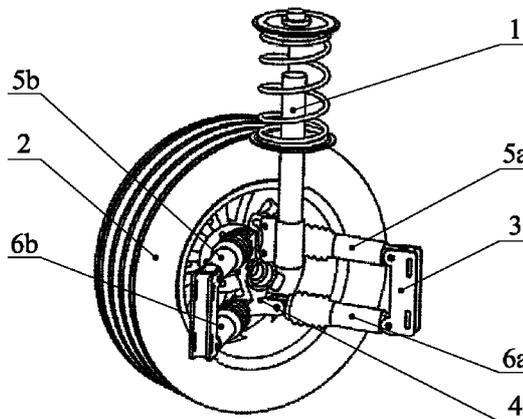
权利要求书 1 页 说明书 5 页 附图 3 页

(54) 实用新型名称

采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架

(57) 摘要

本实用新型涉及一种采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架,包括弹簧减振器系统、车轮、车身和转向节,以及上侧第一条悬架支链、上侧第二条悬架支链和下侧第一条悬架支链、下侧第二条悬架支链,所述弹簧减振器系统分别与转向节和车身铰接,转向节通过轮毂单元与车轮配合,四条悬架支链的两端分别与转向节和车身铰接。实用新型有益的效果是:可以实现车轮的外倾角、主销内倾角和后倾角、车轮前束(后束)、左右轮距以及前后轴距等定位参数在车轮上下跳动过程中能够始终保持不变,从而有效降低了轮胎的磨损,并能够有效地提高汽车的操纵稳定性、行驶平顺性以及乘坐的舒适性;悬架支链结构简单,而且滚珠花键副磨损后可以更换,提高了悬架支链的工作寿命。



1. 一种采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架,包括弹簧减振器系统(1)、车轮(2)、车身(3)和转向节(4),以及上侧第一条悬架支链(5a)、上侧第二条悬架支链(5b)和下侧第一条悬架支链(6a)、下侧第二条悬架支链(6b),其特征是:所述弹簧减振器系统(1)分别与转向节(4)和车身(3)铰接,转向节(4)通过轮毂单元与车轮(2)配合,四条悬架支链(5a、5b和6a、6b)的两端分别与转向节(4)和车身(3)铰接。

2. 根据权利要求1所述的采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架,其特征是:所述上侧第一条悬架支链(5a)、上侧第二条悬架支链(5b)、下侧第一条悬架支链(6a)和下侧第二条悬架支链(6b)均带有滚珠花键副的结构,包括防尘罩(7)、短连杆(8)、固定销(9)、缓冲垫圈(10)、花键轴(11)、油孔螺钉(12)、平键(13)、花键轴套(14)、挡圈(15)、螺栓(16)和长连杆(17)。

3. 根据权利要求2所述的采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架,其特征是:所述短连杆(8)和花键轴(11)采用过渡配合,并通过固定销(9)固定连接,花键轴(11)和花键轴套(14)配合,花键挡圈(15)通过螺栓(16)与花键轴(11)连接,花键轴套(14)上设有平键(13)且与长连杆(17)采用过渡配合,悬架支链上还设有防尘罩(7)。

4. 根据权利要求1所述的采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架,其特征是:上侧一组的2根悬架支链(5a、5b)所在的铅垂平面非共面,下侧一组的2根悬架支链(6a、6b)所在的铅垂平面也非共面,上述这两组铅垂平面的交线共线或者平行。

5. 根据权利要求1所述的采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架,其特征是:上侧第一条悬架支链(5a)和下侧第一条悬架支链(6a)所在的铅垂平面共面,上侧第二条悬架支链(5b)和下侧第二条悬架支链(6b)所在的铅垂平面共面,且两铅垂平面的夹角为 90° 。

6. 根据权利要求1所述的采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架,其特征是:转向节(4)设有上侧第一支耳(21a)、上侧第二支耳(21b)、下侧第一支耳(22a)和下侧第二支耳(22b),转向节(4)还设有弹簧减振器连接孔一(18a)、弹簧减振器连接孔二(18b)、制动卡钳连接孔一(19a)和制动卡钳连接孔二(19b)。

7. 根据权利要求6所述的采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架,其特征是:四个支耳(21a、21b和22a、22b)上均设有悬架支链连接孔,上侧两个支耳(21a、21b)的悬架支链连接孔轴线所确定的两个铅垂平面的交线,与下侧两个支耳(22a、22b)的悬架支链连接孔轴线所确定的两个铅垂平面的交线,两者重合或者平行。

采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架

技术领域

[0001] 本实用新型涉及汽车悬架系统,尤其是一种采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架。

背景技术

[0002] 悬架是保证车轮或者车桥与汽车承载系统(车架或者承载式车身)之间具有弹性联系并能够传递载荷、缓和冲击、衰减振动以及调节汽车在行驶过程中车身位置等有关装置的总称。一般悬架主要由弹性元件、减振装置和导向机构三部分组成。在有些情况下,某一零部件兼起两种或者三种作用,比如钢板弹簧兼起弹性元件和导向机构的作用。其中导向机构的功能是确保车轮与车身或车架之间所有的力和力矩可靠传递,并决定车轮相对于车身或车架的位移特性。导向机构决定了车轮跳动时的运动轨迹和车轮定位参数的变化情况,以及汽车前后侧倾中心和纵倾中心的位置,在很大程度上影响了整车的操纵稳定性和抗纵倾能力。

[0003] 根据导向机构的特点,汽车悬架主要可以分为非独立悬架和独立悬架两大类。非独立悬架的典型特征在于左右车轮之间由一刚性梁或者非断开式的车桥联接,当单边车轮跳动时,直接影响到另一侧车轮。独立悬架左右车轮各自“独立”地与车身或车架相连或构成断开式车桥。此外,还有一种特点介于非独立悬架与独立悬架之间的半独立悬架。非独立悬架缺点明显,比如左右车轮跳动互相影响、非悬挂质量较大等,已经不能够满足当今汽车行驶平顺性和操纵稳定性方面的要求,因此独立悬架得到了很大的发展。

[0004] 独立悬架的结构特点是两侧的车轮单独地通过弹性悬架与车身或车架联接,车桥做成断开式。因此,独立悬架有以下优点:一、在悬架弹性元件一定的变形范围内,两侧车轮可以独立运动,而互不影响,这样在不平道路上行驶时可以减少车架和车身的振动,而且有助于消除转向轮不断偏摆的不良现象,提升了汽车直线行驶能力,保证了良好的操纵稳定性。二、减少了汽车非簧载质量。在非独立悬架情况下,整个车桥和车轮都属于非簧载质量部分。在独立悬架情况下,对驱动桥而言,由于主减速器,差速器及其外壳都固定在车架上,成了簧载质量;对转向桥而言,它仅具有转向主销和转向节,而中部的整体梁不再存在。所以采用独立悬架时,非簧载质量包括车轮质量和悬架系统中的一部分零件的全部或部分质量,显然比用非独立悬架时非簧载质量要小得多。在道路条件和车速相同时非簧载质量愈小,则悬架所受到的冲击载荷愈小,故采用独立悬架可以提高汽车行驶平顺性和轮胎的接地性能。三、采用断开式车桥时,发动机总成的位置便可以降低和前移使汽车重心下降,提高了汽车行驶稳定性。同时给予车轮较大的上下运动空间,因而可以将悬架刚度设计得较小,使车身振动频率降低,以改善行驶平顺性。四、易于实现驱动轮转向。以上优点使独立悬架被广泛地应用在现代汽车上,特别是轿车的转向轮都普遍采用了独立悬架,为了提高行驶安全性,越来越多的高级轿车的后悬也采用了独立悬架。

[0005] 目前,在汽车上应用最广泛的独立悬架主要有:双横臂独立悬架、麦弗逊式独立悬架和多连杆独立悬架。双横臂独立悬架的突出优点是设计灵活,但是采用该悬架的汽车车

轮跳动时车轮定位参数和轮距变化较大,降低了汽车直线行驶能力,导致操纵稳定性较差,同时轮胎磨损严重。麦弗逊式悬架的优点是结构简单,节省空间,且车轮跳动过程中其轮距、前束及车轮外倾等定位参数变化不大,减轻了轮胎磨损,也使得汽车具有较好的操纵稳定性,但是其可设计性较差,而且减振器的活塞杆与导向套之间存在摩擦力,使得悬架的动刚度增加,弹性特性变差,尤其在小位移时这一影响更加显著。多连杆独立悬架的优点主要是能够保证车轮跳动时车轮定位参数变化很小,但是其设计灵活性差,对连杆结构参数非常敏感,加工制造精度要求高,装配调整困难,目前主要应用中高档轿车。

[0006] 目前常规的独立悬架虽然在功能上都能够满足悬架设计要求,但是当车轮跳动时,车轮定位参数均会变化。在实际应用中,车轮定位参数的较大变化会对汽车操纵稳定性或者其他方面性能产生不利影响,比如轮距的变化会导致汽车直线行驶能力下降,同时还造成滚动阻力增大和对转向系统的影响;车轮外倾角的变化会导致轮胎的异常磨损。

[0007] 如何能够保证车轮跳动时车轮的定位参数不会发生变化是独立悬架结构创新设计中的一个重点和难点。万向集团和清华大学曾联合提出三种能够用于汽车悬架的直线导引机构,参见【1. 赵景山,王建宜. 空间多连杆叉车举升导引机构 [P]. 中国专利: 200910085582. 7, 2009-11-4. 】【2. 资小林, 赵景山, 张杰, 刘向. 一种带有 3-RRR 伸缩补偿机构的多连杆直线导引独立悬架 [P]. 中国专利: CN201110215816. 2, 2012-02-22. 】【3. 张杰, 赵景山, 资小林, 王建宜. 一种弹性多连杆直线导引独立悬架 [P]. 中国专利: CN201110218599. 2, 2012-02-22. 】。上述专利【1】中悬架支链为 RPR 运动链,具有较好的各向刚度,但 RPR 运动链由于存在移动副而导致移动副处滑动摩擦较大,不适合用作悬架导引机构;【2】中悬架支链均为 RRR 运动链,其沿垂直于 RRR 运动链所确定的平面的方向刚度较差,并且铰链运动副很多;【3】中悬架的支链均为弹性多连杆,其导向机构沿着车轮纵向的刚度较差,导向机构上下跳动到极限位置时,弹性杆可能产生运动突变;并且对于导向杆复合材料的弹性、强度和韧性都有很高的要求。因此上述 3 种悬架导向杆的实用性不强,需要持续加以改进。

实用新型内容

[0008] 本实用新型要解决上述现有技术的缺点,提供一种可用于汽车独立悬架系统的采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架,实现车轮的外倾角、主销内倾角和后倾角、左右轮距、车轮前束(后束)以及前后轴距在车轮上下跳动过程中能够始终保持不变,从而提高汽车的操纵稳定性、行驶平顺性以及乘坐的舒适性,并能够有效降低轮胎的磨损。同时,在具有较强的可实施性的前提下,能够保证该悬架机构具有较大各向刚度,尽可能减小受载变形。

[0009] 本实用新型解决其技术问题采用的技术方案:这种采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架,包括弹簧减振器系统、车轮、车身和转向节,以及上侧第一条悬架支链、上侧第二条悬架支链和下侧第一条悬架支链、下侧第二条悬架支链,所述弹簧减振器系统分别与转向节和车身铰接,转向节通过轮毂单元与车轮配合,四条悬架支链的两端分别与转向节和车身铰接。

[0010] 作为优选,上侧第一条悬架支链、上侧第二条悬架支链、下侧第一条悬架支链和下侧第二条悬架支链均带有滚珠花键副的结构,包括防尘罩、短连杆、固定销、缓冲垫圈、花键

轴、油孔螺钉、平键、花键轴套、挡圈、螺栓和长连杆。其中,短连杆和花键轴采用过渡配合,并通过固定销固定连接,花键轴和花键轴套配合,花键挡圈通过螺栓与花键轴连接,花键轴套上设有平键且与长连杆采用过渡配合,悬架支链上还设有防尘罩。

[0011] 作为优选,上侧一组的 2 根悬架支链所在的铅垂平面非共面,下侧一组的 2 根悬架支链所在的铅垂平面也非共面,上述这两组铅垂平面的交线共线或者平行。

[0012] 作为优选,上侧第一条悬架支链和下侧第一条悬架支链所在的铅垂平面共面,上侧第二条悬架支链和下侧第二条悬架支链所在的铅垂平面共面,且两铅垂平面的夹角为 90° 。

[0013] 作为优选,转向节设有上侧第一支耳、上侧第二支耳、下侧第一支耳和下侧第二支耳,转向节还设有弹簧减振器连接孔一、弹簧减振器连接孔二、制动卡钳连接孔一和制动卡钳连接孔二。

[0014] 实用新型有益的效果是:可以实现车轮的外倾角、主销内倾角和后倾角、车轮前束(后束)、左右轮距以及前后轴距等定位参数在车轮上下跳动过程中能够始终保持不变,从而有效降低了轮胎的磨损,并能够有效地提高汽车的操纵稳定性、行驶平顺性以及乘坐的舒适性;悬架支链结构简单,而且滚珠花键副磨损后可以更换,提高了悬架支链的工作寿命。

附图说明

[0015] 图 1 是本实用新型的结构示意图。

[0016] 图 2 是悬架支链结构示意图。

[0017] 图 3 是转向节的结构示意图。

[0018] 图 4 是该悬架系统的俯视图。

[0019] 图 5 是该悬架系统沿 x 轴的向视图。

[0020] 附图标记说明:弹簧减振器系统 1,车轮 2,车身 3,转向节 4,上侧第一条悬架支链 5a,上侧第二条悬架支链 5b,下侧第一条悬架支链 6a,下侧第二条悬架支链 6b,防尘罩 7,短连 8,固定销 9,缓冲垫片 10,花键轴 11,油孔螺钉 12,平键 13,花键轴套 14,挡圈 15,螺栓 16,长连杆 17,弹簧减振器连接孔一 18a,弹簧减振器连接孔二 18b,制动卡钳连接孔一 19a,制动卡钳连接孔二 19b,轮毂单元固定轴 20,上侧第一支耳 21a,上侧第二支耳 21b,下侧第一支耳 22a,下侧第二支耳 22b。

具体实施方式

[0021] 下面结合附图对本实用新型作进一步说明:

[0022] 实施例:如图 1,该多连杆直线平移式悬架包括车轮 2,车身 3,弹簧减振器系统 1 和转向节 4。所述转向节 4 通过轮毂单元与车轮 2 联接,弹簧减振器系统 1 分别与转向节 4 和车身 3 铰接。该系统还包括四条悬架支链,分别是上侧第一条悬架支链 5a,上侧第二条悬架支链 5b,下侧第一条悬架支链 6a,下侧第二条悬架支链 6b,他们两端均分别与转向节 4 和车身 3 铰接。

[0023] 图 2 所示的悬架支链均包括防尘罩 7、短连杆 8、固定销 9、缓冲垫圈 10、花键轴 11、油孔螺钉 12、平键 13、花键轴套 14、挡圈 15、螺栓 16 和长连杆 17。所述短连杆 8 和花键轴

11 采用过渡配合,并通过固定销 9 连接,便于拆装。所述花键轴 11 和花键轴套 14 配合,使得悬架支链仅具有沿轴向伸缩的自由度,且滚珠花键副为标准件。所述花挡圈 15 通过螺栓 16 与花键轴 11 连接,其作用是防止花键轴被抽出导致花键轴套 14 内部滚珠掉落。所述花键轴套 14 与长连杆 17 采用过渡配合,平键 13 可以传递较大扭矩。所述防尘罩 7 安装于悬架支链上,作用是防尘、防水和防腐蚀。

[0024] 四条悬架支链过约束使得悬架系统仅具有一个自由度,其中四条悬架支链所在的铅垂平面非共面,且交线共线或者平行。为了提高悬架机构的构型稳定性和提高承载能力,上侧第一条悬架支链 5a 和下侧第一条悬架支链 6a 所在的铅垂平面共面,上侧第二条悬架支链 5b 和下侧第二条悬架支链 6b 所在的铅垂平面共面,且两铅垂平面的夹角为 90° ,如图 4 所示。

[0025] 如图 3 所示,转向节 4 设有上侧第一支耳 21a、上侧第二支耳 21b、下侧第一支耳 22a 和下侧第二支耳 22b,转向节 4 还设有弹簧减振器连接孔一 18a、弹簧减振器连接孔二 18b、制动卡钳连接孔一 19a 和制动卡钳连接孔二 19b。其中,四个支耳上均设有悬架支链连接孔,上侧两个支耳的悬架支链连接孔轴线所确定的两个铅垂平面的交线,与下侧两个支耳的悬架支链连接孔轴线所确定的两个铅垂平面的交线,两者重合或者平行。

[0026] 本实用新型所提供的多连杆直线平移式悬架只具有沿 z 轴移动的自由度是由该悬架机构的机构特性所决定的,接下来就分析该悬架机构的机构学运动特性。

[0027] 首先建立相应的坐标系 $oxyz$,以上侧第一条悬架支链 5a 与车身连接处转动副轴线为 x 轴, y 轴沿水平方向位于悬架支链所在的铅垂平面内,相应的 z 轴沿铅垂方向,如图 4 和图 5 所示。设悬架支链 A_1B_1 的长为 l_1 ,悬架支链轴线与平面 oxy 的夹角为 φ_1 。根据【赵景山,冯之敬,褚福磊. 机器人机构自由度分析理论 [M]. 北京:科学出版社,2009.】提出的机构自由度的分析理论,可以写出悬架支链 A_1B_1 的运动螺旋系为:

$$[0028] \quad \mathbf{S}_{A_1B_1} = [\mathbf{S}_{A_1} \quad \mathbf{S}_{P_1} \quad \mathbf{S}_{B_1}] \quad (1)$$

$$[0029] \quad \text{其中, } \mathbf{S}_{A_1} = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

[0030]

$$\mathbf{S}_{P_1} = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad \cos \varphi_1 \quad \sin \varphi_1]^T$$

[0031]

$$\mathbf{S}_{B_1} = [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad l_1 \sin \varphi_1 \quad -l_1 \cos \varphi_1]^T$$

[0032] 悬架支链 A_1B_1 的终端约束 $\mathbf{S}_{A_1B_1}^r$ 可以由互易螺旋理论求出,即

$$[0033] \quad \mathbf{\$}^T \mathbf{E} \mathbf{\$}^r = 0 \quad (2)$$

[0034] 其中 $\mathbf{\$}$ 为运动螺旋系, $\mathbf{E} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{I}_3 \\ \mathbf{I}_3 & 0 \end{bmatrix}$, $\mathbf{I}_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$, $\mathbf{\r 为 $\mathbf{\$}$ 的反螺旋系。

[0035] 显然矩阵 $\mathbf{S}_{A_1B_1}$ 降秩的条件是:

[0036]

$$\begin{vmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 \\ l_1 \sin \varphi_1 & -l_1 \cos \varphi_1 \end{vmatrix} = -l_1 = 0$$

[0037] 若 l_1 为零,则此时转动副 A_1 与 B_1 重合,实际中转动副 A_1 和 B_1 不重合,因此悬架支

链 A_1B_1 的终端约束 $\mathcal{S}_{A_1B_1}^r$ 可以由互易螺旋理论求出。由(2)式可以求出 $\mathcal{S}_{A_1B_1}^r$ 为：

$$[0038] \quad \mathcal{S}_{A_1B_1}^r = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T \quad (3)$$

[0039] 同样,可以写出的另一悬架支链 A_2B_2 的约束螺旋系为：

$$[0040] \quad \mathcal{S}_{A_2B_2}^r = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T \quad (4)$$

[0041] 因此,转向节 4 所受到的约束为：

$$[0042] \quad \mathcal{S}_4^r = [\mathcal{S}_{A_1B_1}^r \quad \mathcal{S}_{A_2B_2}^r] \quad (5)$$

[0043] 将(5)式代入(2)式可以求出转向节 4 所具有的自由运动为：

$$[0044] \quad \mathcal{S}_4 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1]^T \quad (6)$$

[0045] 式(6)表明转向节 4 具有一个沿 z 轴方向平移的自由运动,从而该空间多连杆直线导引悬架机构的转向节 4 可以做单自由度定直线的平移运动。同理,可以求得在四条悬架支链约束下转向节仅具有沿 z 轴方向平移的自由运动。因此,该空间多连杆直线导引悬架机构能够使与转向节 4 相联的车轮的外倾角、主销内倾角和后倾角、轮距及轴距等参数在车轮跳动过程中保持不变。这样就可以最大限度地减少轮胎的磨损,进而提高了汽车的操纵稳定性、行驶平顺性和乘坐舒适性。同时由于采用了标准件滚珠花键副,悬架支链结构简单,加工工艺简单;四条悬架支链过约束增强了悬架机构的承载能力。

[0046] 由于该悬架系统只有一个沿 z 轴运动的自由度,因此转动副 B_1 沿 y 轴方向与 x 轴的距离在悬架跳动过程中始终保持不变,设该距离为 L ,如图 5 所示,则

[0047]

$$\begin{cases} h = L \tan \varphi_1 \\ l_1 = \frac{L}{\cos \varphi_1} \end{cases} \quad (7)$$

[0048] 假设悬架位于上下行程极限时,对应的夹角分别为 $\varphi_{1\max}$ 和 $\varphi_{1\min}$,则悬架的行程和悬架支链长度改变量分别为：

[0049]

$$\begin{cases} H = L(\tan \varphi_{1\max} - \tan \varphi_{1\min}) \\ \Delta l = L \left(1 - \frac{1}{\cos \varphi} \right), \varphi = \max(\varphi_{1\max}, \varphi_{1\min}) \end{cases} \quad (8)$$

[0050] 因此,本实用新型所提供的采用滚珠花键副的多连杆直线平移式悬架可以根据实际的悬架系统设计要求,进行悬架机构行程及相应的其他结构参数设计。该悬架机构相对于目前已知的其他悬架机构,不仅能够保证车轮跳动过程中车轮定位参数不改变,而且其各向刚度大,结构设计简单,进而提高了汽车的操纵稳定性、行驶平顺性和乘坐舒适性。

[0051] 除上述实施例外,本实用新型还可以有其他实施方式。凡采用等同替换或等效变换形成的技术方案,均落在本实用新型要求的保护范围。

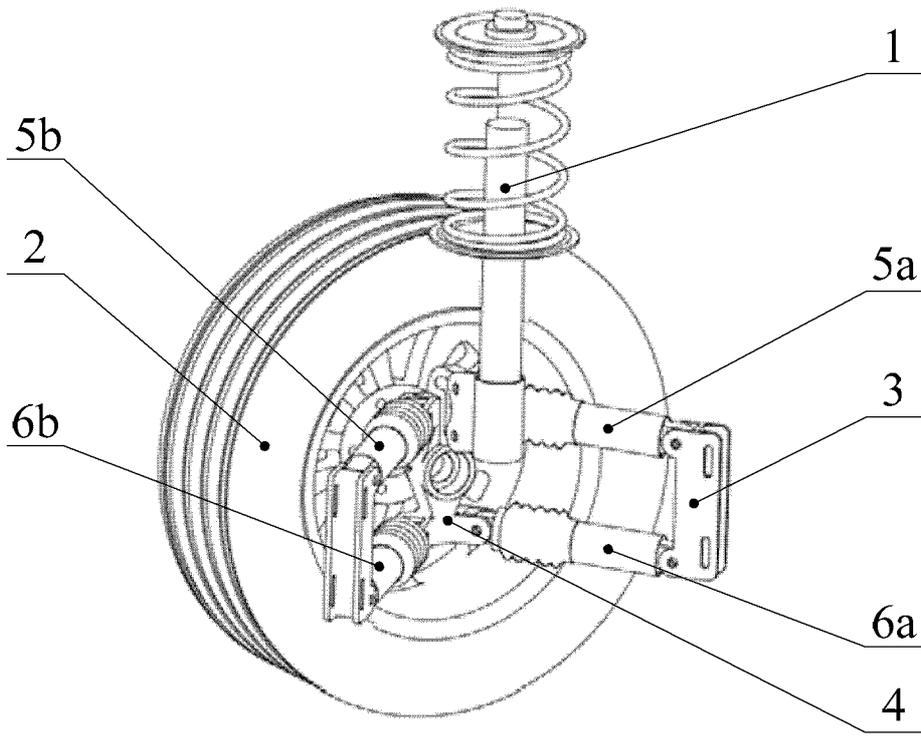


图 1

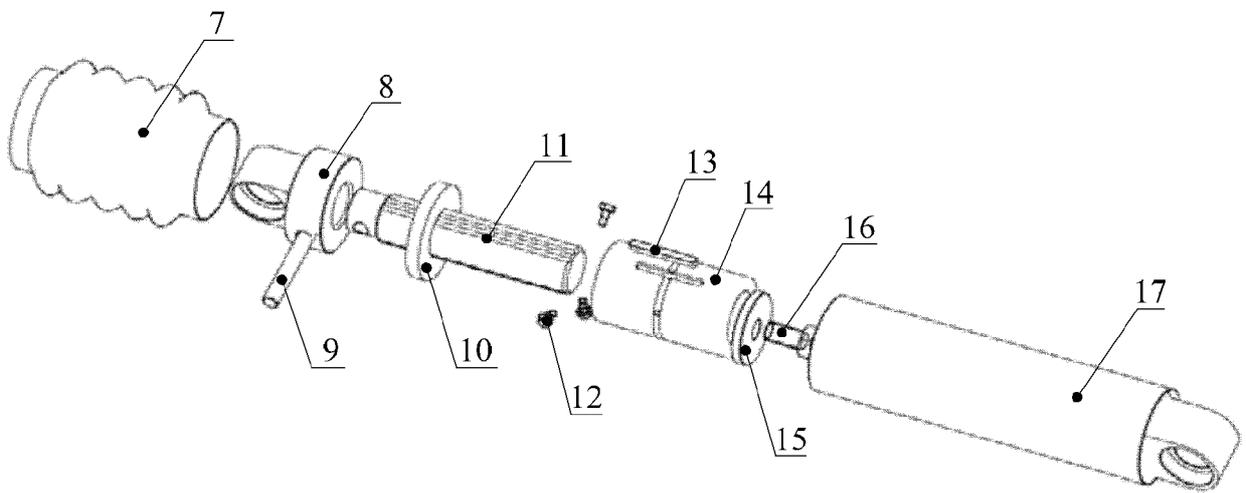


图 2

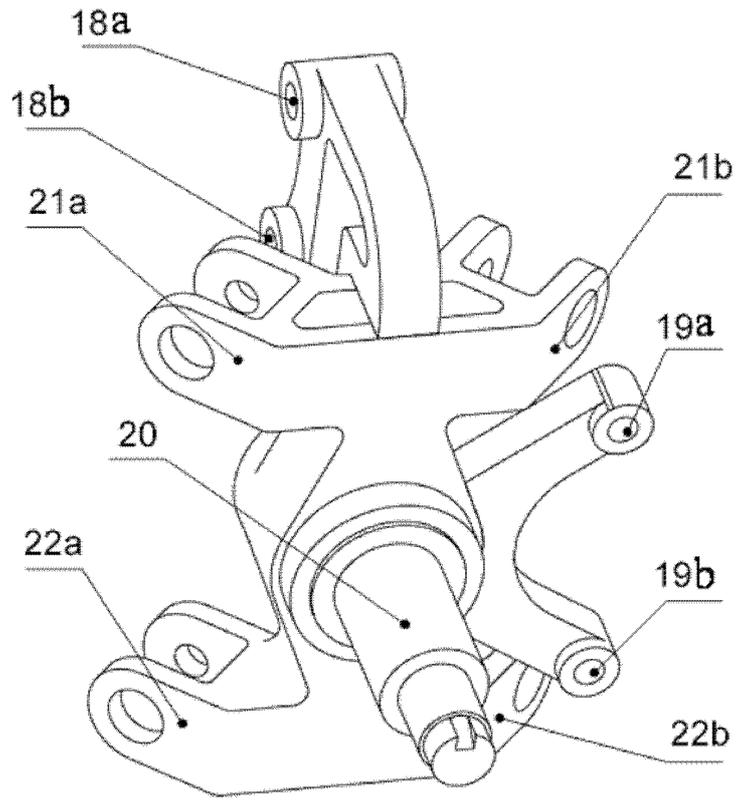


图 3

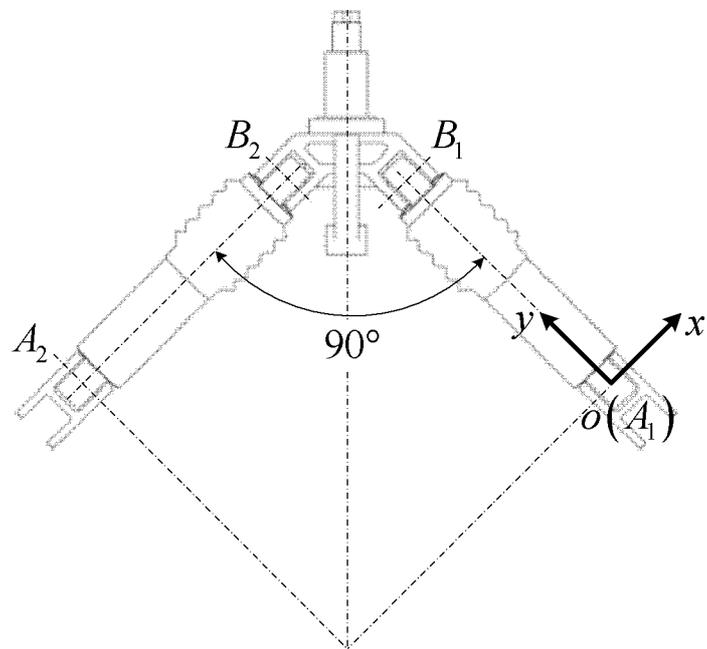


图 4

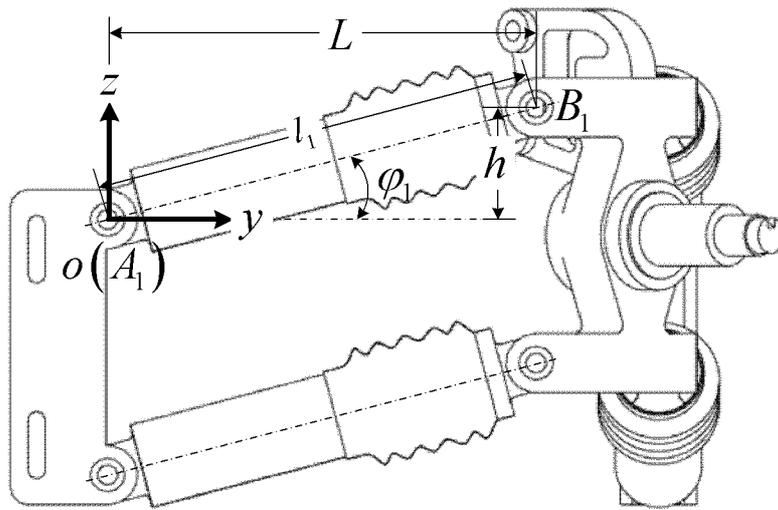


图 5