

混合少齿差星轮减速器和变速器的研究

湖南省机械研究所 周于绪 龙爱华

TH132.46

摘要 介绍混合少齿差星轮减速器和变速器的传动原理和结构,并对需要大传动比或多个传动比时如何用基本型进行适当组合给以简述,给出了计算传动比的公式。

关键词 减速器 变速器 星轮机构 混合少齿差星轮机构

混合少齿差星轮减速器(H型星轮减速器)和混合少齿差星轮变速器(HB型星轮变速器),均由机械电子工业部列为我国通用减速器更新换代新系列产品,其技术标准代号为《ZBJ 19006—88》和《JB/T 6135—92》。产品的传动原理和结构原理曾获国家发明奖,并先后获得中、美、英等国发明专利权,1988年获首届国际专利与新设备展览会金奖。1992年1月通过了机械电子工业部组织的技术鉴定。

1 H型星轮传动

H和HB星轮传动的主要技术特征是通过两对或两对以上(作为特例也可用一对)的内啮合齿轮副采用不同的齿数、不同齿轮模数、不同的齿数差以及不同的齿轮副偏心距(即齿轮中心距)进行排列计算出大量传动比组合,然后从中优选最佳传动比系列,以组合成减速或变速传动。

图1表示H型星轮传动原理。图中有两对内啮合齿轮副,内齿轮 G_1 和行星齿轮 G_2 啮合,内齿轮 G_4 和行星齿轮 G_3 啮合,1为输出轴,与内齿轮 G_1 紧固成一体,2表示转矩转速传递机构—— n 根星轮轴(滚动星轮),3为安装行星齿轮 G_2 的偏心曲柄,齿轮 G_2 通过滚动轴承而空套在曲柄轴颈上,由曲柄3构成齿轮 G_1 与 G_2 的偏心距 a_{12} ,4为安装行星齿轮 G_3 的曲柄,构成齿轮 G_4 与 G_3 的偏心距 a_{34} 。同理, G_3 通过滚动轴承空套在曲柄轴颈上,5为动力输入轴,6为平衡器,行星齿轮 G_2 和 G_3 上均有 n 个等分孔,等分孔的中心圆直径分别为 D_{e2} 和 D_{e3} ,为了实现多边形平行运动必须使 $D_{e2} = D_{e3}$ 。当动力输入轴5旋转时,由于内齿轮 G_4 固定在机壳上,行星齿轮 G_3 在曲柄4与内齿轮 G_4 共同作用下产生公转与自转运动,星轮轴2两端轴伸上的滚动轴承分别插入行星齿轮 G_2 和 G_3 的等分孔中,于是 n 个滚动星轮2同时产生公转与自转运动,而且将行星齿轮 G_3 的自转运动以1:1的关系传递给行星齿轮 G_2 , G_2 在曲柄3与滚动星轮2的共

同作用下同样产生公转与自转运动, G_2 与内齿轮 G_1 啮合,从而推动 G_1 作减速后的旋转运动, G_1 通过输出轴将运动输出,传动比 n_H/n_A 的大小取决于齿轮 G_1 、 G_2 、 G_3 、 G_4 的排列组合。K—K剖视图表示 n 个滚动星轮均布在 G_{e3} 圆周上, n 必为偶数,星轮轴2上的滚动轴承安装在等分孔中并允许轴承外圈在等分孔中适当游动。

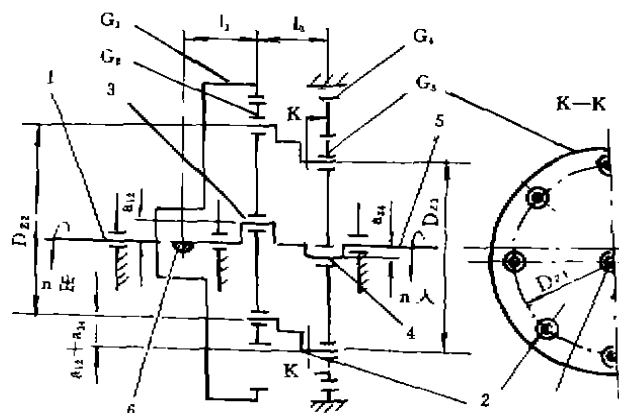


图1

在齿轮副的排列组合中,如齿轮 G_3 与 G_4 的齿数相等,则形成图2所示特例, G_3 与 G_4 便结合成整体圆盘11,定名星轮座。在这种情况下,只剩下一对齿轮 G_1 和 G_2 ,当输入轴5旋转时,由于这种特例情形下星轮座11是固定不动的,星轮2只能围绕其等分孔中心作自转运动而不能公转,因而行星齿轮 G_2 在星轮2和曲柄3的共同作用下作平面公转运动, G_2 与 G_1 啮合从而推动 G_1 作减速后的旋转运动。这种特例一般用于小传动比。

2 HB型变速传动

图3表示采用两对内啮合副排列组合成两个传动比的HB型变速传动。为达到此目的,可以在行星齿轮 G_2 和 G_3 之间增加一个浮动星轮座8,星轮2上有三段平行圆柱体都装有滚动轴承并分别套入 G_2 、 G_3 和浮动星轮座8的等分孔中,图3中 D_e 为星轮座上面等分孔中心圆直径,为了实现多边形平行传动,应使 $D_e = D_{e2} = D_{e3}$,而且等分孔数相等。另外,为了实现变速传动,星轮座8和内齿轮

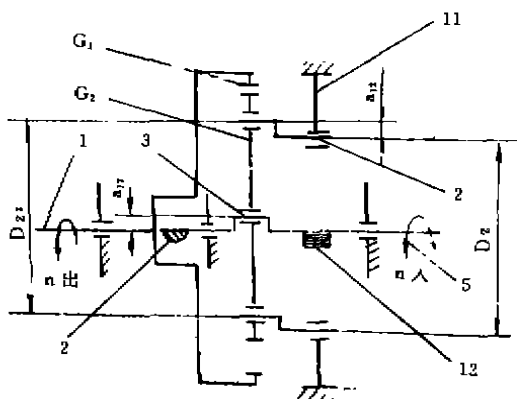


图2

G_4 应能交换固定于机壳上, 其变速传动过程是: 首先将 8 固定, 当输入轴 5 旋转时, 齿轮 G_4 和 G_5 均处于空转状态, 行星齿轮 G_2 在曲柄 3 和星轮 2 共同作用下作平面公转运动, G_2 与内齿轮 G_1 啮合传动便得一个小传动比 i_1 , G_1 和输出轴 1 的旋转速度 $n_{出} = n_{入} / i_1$ 。同理, 当内齿轮 G_4 固定于机壳上而使星轮座 8 浮动, 则旋转动力输入轴 5 时, 行星齿轮 G_3 在曲柄 4 和内齿轮 G_4 的共同作用下产生公转与自转运动, 通过星轮 2 转矩传递机构以 1:1 的关系将自转运动传递给行星齿轮 G_2 , G_2 在曲柄 3 与星轮 2 共同作用下产生自转与公转运动, G_2 与内齿轮 G_1 啮合并推动 G_1 作减速后的旋转运动, 此时星轮座 8 随星轮 2 而作自转运动, 在运动过程中只对星轮 2 受力状态起平衡作用而不参与变速传动, 仅由齿轮 G_1 、 G_2 、 G_3 和 G_4 组合成第二个传动比 i_2 , 至于变速范围 i_2/i_1 的大小则根据需要而定, 一般常用 $i_2/i_1 = 10$ 以下的变速范围, 但 HB 传动的变速范围可达 100 以上。

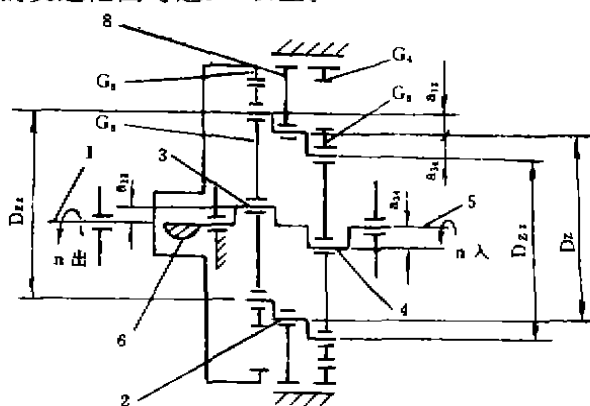


图3

3 大传动比机构

由于 H 型和 HB 型传动一般采用标准齿轮传动, 采用一对齿轮传动所获得的传动比 i_1 有时难以满足大传动比的技术要求, 即变速传动要求两个传动比 i_1 和 i_2 都是大传动比时, 则采用图 3 所

示 HB 变速传动型式已不合适, 则应采用图 4 所示的传动型式。图 4 所示传动的特点是不用增加浮动星轮座, 而是采用 3 对内啮合齿轮副排列组合成两个传动比, 图中内齿轮 G_4 和 G_6 交换固定在机壳上, 星轮 2 两端轴伸必构成方向相同的偏心距, 其中 $l_2 = (a_{12} + a_{34})$, $l_3 = (a_{56} + a_{34})$, a_{56} 是齿轮 G_6 和 G_5 的偏心距, a_{12} 和 a_{34} 如图 1 所示分别为齿轮 G_1 和 G_2 、 G_3 和 G_4 的偏心距。运动从动力输入轴 9 输入, 当固定内齿轮 G_6 而使齿轮 G_4 浮动时, 行星齿轮 G_5 在偏心曲柄和齿轮 G_6 的共同作用下产生公转与自转运动, 通过滚动星轮 2 将自转运动以 1:1 的关系传递给行星齿轮 G_2 , G_2 与 G_1 啮合, 如前所述 G_2 同样作公转与自转运动, 并推动 G_1 作自转运动, 这样便由齿轮 G_1 、 G_2 、 G_5 、 G_6 组合成一个传动比 i_1 , 如此类推, 固定齿轮 G_4 而浮动 G_6 便由 G_1 、 G_2 、 G_3 、 G_4 组合成另一个传动比 i_2 。同理, i_2/i_1 的变速范围根据需要而定。

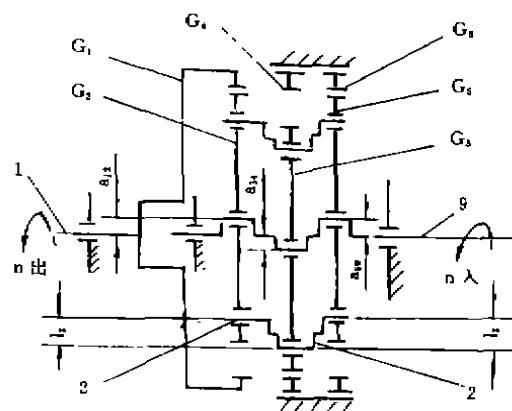


图4

4 有多个传动比的机构

当需要更多的传动比时, 便可在图 3 或图 4 的基础上串联更多的齿轮副, 如在图 3 的基础上再串联 3 对齿轮副便可获得 5 个传动比, 见图 5, 图中动力输入轴 11 上必须有 5 个偏心曲柄, 分别构成 G_1 和 G_2 、 G_3 和 G_4 、 G_5 和 G_6 、 G_7 和 G_8 、 G_9 和 G_{10} 等 5 对齿轮副的偏心距 a_{12} 、 a_{34} 、 a_{56} 、 a_{78} 和 $a_{9,10}$, 同理, 星轮座 10 以及内齿轮 G_4 、 G_6 、 G_8 和 G_{10} 应能交换固定于机壳上, 从图 5 不难看出, 固定星轮 10 而使 $G_4 \sim G_{10}$ 都浮动, 便由齿轮 G_1 和 G_2 啮合而组合一个小传动比 i_1 ; 固定齿轮 G_4 , 星轮座 10 和齿轮 $G_5 \sim G_{10}$ 都浮动, 便由齿轮 G_1 、 G_2 、 G_3 和 G_4 组合成传动比 i_2 ; 如此类推, 由 G_1 、 G_2 、 G_3 和 G_6 组合成传动比 i_3 ; 由 G_1 、 G_2 、 G_7 和 G_8 组合成传动比 i_4 ; 由 G_1 、 G_2 、 G_9 和 G_{10} 组合成传动比 i_5 。同理, $i_1/i_2/i_3/i_4/i_5$ 的变速范围及分级根据需要而定。

需要多个传动比的 HB 型变速传动, 也可以在图 4 变速传动型式的基础上串联若干内啮合齿轮副而实现。在图 3 基础上实现多个传动比, 则由

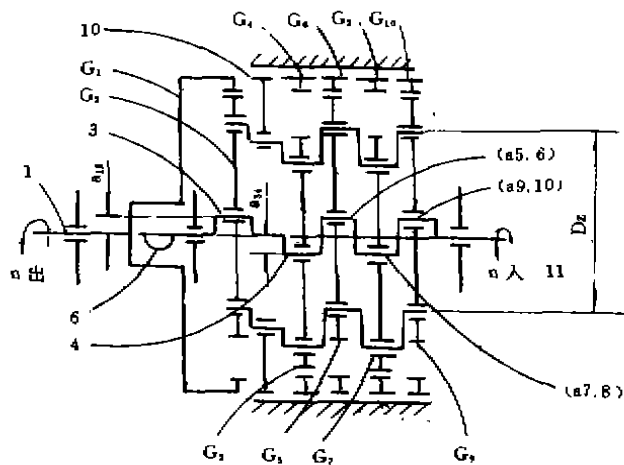


图5

n 对内啮合齿轮副组成 n 个传动比, 机构中增加一个星轮座; 在图4基础上实现多个传动比, 则由 n 对内啮合齿轮副排列组合成 $(n-1)$ 个传动比, 但不需要在机构中增加浮动星轮座。确定采用图3或图4串联型式, 取决于最小传动比 i_1 是否满足要求, 如 i_1 不能用一对齿轮副 G_1 和 G_2 来实现, 则在图4的基础上实现多个传动比的变速传动, 否则应在图3的基础上实现。

5 传动比设计计算

减速或增速传动实质上是一种丢掉或增大动力输入轴转速而放大或减少输出转矩的传动装置, 而衡量该传动装置的主要技术指标是传动效率、承载能力、平稳性和工作可靠性以及为降低生产成本所必须的零部件高度的标准化和通用化。H 型减速传动和 HB 变速传动为实现以上技术要求, 首先要对传动比进行优化排列组合, 传动比的组合计算式为

$$i = \frac{Z_1 \cdot (Z_{p1} - a)}{Z_1(Z_{p1} - a) - Z_{p1}(Z_1 - b)}$$

式中 Z_{p1} ——变量, 对 H 型代表齿轮 G_4 的齿数以 Z_4 表示; 对 HB 型代表 G_4 、 G_5 、 G_8 、 G_{10} 的齿数
 Z_1 ——变量, 齿轮 G_1 之齿数
 a, b ——内齿轮与行星齿轮齿数之差, $a=4 \sim 8, b=5 \sim 9$

由上式可知, 只要确定 Z_1 和 Z_{p1} 的一定的变化范围, 便可循环计算出大量传动比组合, 而且同一个传动比有许多种组合方法。究竟按什么原则确定传动比的组合? 除了遵守优先系数原则外, 主要遵守充分利用有效圆表面积的设计原则。为便于说明问题, 以图1减速传动为例, 并令齿轮 G_2 的齿数为 $Z_2 = Z_1 - b$, G_3 的齿数 $Z_3 = Z_4 - a$, 令 G_1 和 G_2 的模数为 m_{12} 、偏心距为 a_{12} ; 令 G_3 和 G_4 的模数为 m_{34} 、偏心距为 a_{34} 。选择传动比组合总的原则就是在规定的有效圆面积内设计的传动装置能够传递最大的转矩, 传动效率高而平稳, 有利于组织生

产和方便用户使用。对于 H 型减速传动或 HB 变速传动系列产品而言, 系列机型、机号中心高及外圆尺寸一旦确定, 对于每一个机型号, 其有效圆面积便可确定, 然后应按以下具体原则优选传动比组合:

(1) 按已确定的有效圆面积, 规定齿轮分度圆的平均直径 d_{CF} 。由于同一机号的有效圆面积是不变的, 因此对于同一机号中任何一个可用传动比的组合其齿轮直径相对于平均直径应确定一个最小变化率 δ , 以使零部件高度标准化和通用化, 因此同一有效圆面积内所有可用传动比的组合均应满足 $Z_1 m_{12} = Z_4 m_{34}$, 或 $Z_2 m_{12} = Z_3 m_{14}$, ($Z m - d_{CF}$)/ $d_{CF} \leq \delta$ 的要求 (括号中 Z 代表 Z_2 或 Z_3)。

(2) 为了便于平衡, 应满足 $a_{12} > a_{34}$ 的要求。

(3) 按额定转矩和机械强度确定最小模数。

根据以上3点原则, 针对每一个机号的有效圆面积优选若干对齿轮副分别按上式进行排列组合的循环计算, 然后按优先系数进行传动比系列设计, 使设计达到高效、高承载能力、平稳而工作可靠的产品性能要求。例如 H 型星轮减速器系列16个机号, HB 型变速器系列14个机号, 合计优选出300多对齿轮副, 齿轮直径变化率平均为1.9%, 用这300多对齿轮副进行组合循环计算得出大量的传动比组合, 其中可用于 H 型星轮减速器的传动比有8 949个, 可用于 HB 型变速器的传动比 i_1 有2 801个, 传动比 i_2 有8 652个, H 和 HB 型共有20 402个可用传动比, 从而构成一个庞大的高性能产品体系, 单级传动效率达94%以上, 双级传动效率可达90%以上, 单位重量传递的转矩比国际上同类产品平均高10%~125%, 传递最大转矩达 $1.8 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

6 双向平衡设计原则的贯彻

前面简述了优选传动比的原则和方法, 但是作为一种产品, 图1~5的减速传动和变速传动还必须遵循双向平衡的设计原则, 现以图1中 H 型星轮减速传动为例作简要说明。

设行星齿轮 G_2 组件 (含轴承及曲柄) 的重量偏心矩为 $W_2 a_{12}$, 齿轮 G_3 组件的重量偏心矩为 $W_3 a_{34}$, 因为规定了 $a_{12} > a_{34}$, 故在齿轮 G_2 左侧安装有特殊设计的平衡器6, 其重量偏心矩为 $W_1 a_1$, G_2 组件重心至 G_3 组件重心距为 l_0 , G_2 组件重心至平衡器6重心距为 l_1 , 为了实现双向平衡, 则应满足以下两个方程式的要求

$$W_2 a_{12} = W_1 a_1 + W_3 a_{34}$$

$$W_1 a_1 l_1 = W_3 \cdot a_{34} \cdot l_0$$

H 型星轮减速器和 HB 型变速器的动力输入轴平衡系统均满足以上两个方程式的要求, 产品噪声一般不超过80 dB。

(编辑: 周佑启)