

148182

行星式滾珠減速器 摩擦

帖烈霍夫、波利亞克維奇著



机械工业出版社

75
/4111

苏联 А. П. Терехов, В. Г. Полякевич 著 'Шариковые планетарно-фрикционные редукторы' (Машгиз 1955 年第一版)

*

*

*

NO. 1511

1958 年 4 月第一版 1958 年 4 月第一版第一次印刷
850×1168 $1/32$ 字数 68 千字 印张 $2\frac{3}{16}$ 0,001—2,500 册
机械工业出版社(北京东交民巷 27 号)出版
机械工业出版社印刷厂印刷 新华书店发行

北京市书刊出版业营业
许可证出字第 008 号

统一书号

15033·895

定价(10)0.50元

148182

575

5/4111

K'

U
业
片

滾珠式行星摩擦減速器

唐克偉譯



机械工業出版社

1958

出版者的話

本書敘述由滾動軸承組成的新型的滾珠式行星-摩擦減速器(1955年的日本展覽會所展出的輕便皮帶輸送機中,就採用了這種設計)的構造,同時還說明這種減速器的理論基礎、計算方法、構造設計、製造方法與應用。

本書可供在機器製造廠中從事工程技術工作的技術人員之用。

目 录

引言	3
滾珠式摩擦減速器	6
有自動系緊機構的滾珠式行星摩擦減速器	8
行星摩擦變速器	66
帶有滾珠式行星摩擦減速器的機械裝置	69
附錄	75
參考文獻	80

引 言

摆在祖国机器制造业面前的一个重要任务，是不断的減輕机器的重量和縮小机器的尺寸。为了解决这个任务，就必需采用新型的、最現代化的構造和研究有科学根据的机器計算方法。

許多工業部門都需要傳动比大和机体尺寸小的減速器。行星式減速器就能滿足这样的需要。然而用齒輪構成的行星式減速器，由于齒輪的制造困难和要求制造厂具有高度的技术水平，因而經常不能采用。所以通常只有采用增大机器尺寸和重量的齒輪式蝸輪傳动的減速器。

在有些場合，笨重和复杂的減速器可以用緊湊的、輕便的和最簡單的“滾珠式行星摩擦減速器”來代替，这种減速器是由标准滾动軸承所組成的。

到目前为止，滾珠式減速器已采用的構造尚具有極大的缺点，因为其中摩擦副的固定压紧开始是借助于退楔方法的系杆系統得以實現的〔1〕，鑒于系杆所产生的压力或者是不足于滿足傳遞应有的扭轉力矩，或者是压力太大，使摩擦副的表面磨損極為严重，以致很快引起減速器的損坏。除此之外，原来的系杆按照工作表面的磨損程度已削弱了，而減速器需要不断的檢查和定期的調整，这是使用上的極大缺陷。

本書中所提出的滾珠式行星摩擦減速器的新型構造，具有自动的压紧機構，在極大程度上消除了上面所指出的缺点，因为現已發明了傳遞扭矩所需要的自动压紧摩擦副的裝置。

帶有自动压紧機構的滾珠式行星摩擦減速器新型構造，可以被应用在許多工業部門，因为它的重量輕，尺寸不大，制造簡單和成本不高。滾珠式減速器構造上的特点，和其他的行星式減速器相同，是主动軸和从动軸在同一軸綫上。这个特点，再加上尺寸小和傳动比範圍大的优点，使滾珠式減速器可直接的裝置在电动机的軸上，而获得緊湊的傳动裝置。

圖 1 所示为滾珠式行星摩擦減速器傳動裝置与蝸輪減速器傳動裝置的比較，蝸輪減速器的尺寸用虛綫表示，它們的傳動比和傳遞的功率相同。

制造和使用滾珠式行星摩擦減速器的現有經驗指出，它在制造成本和使用方便方面，与齒輪減速器和蝸輪減速器相比較，具有显著的优越性。除此之外，这种減速器不需要采用有色金屬，而这在制造蝸輪減速器时是十分必要的材料。

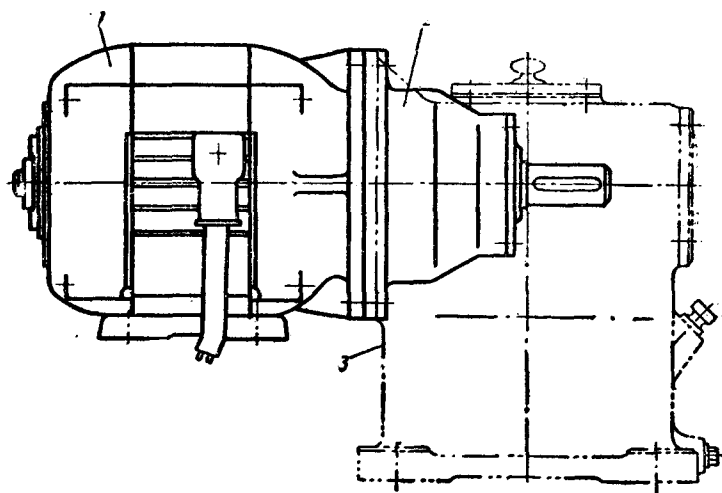


圖 1 滾珠式行星摩擦減速器的傳動裝置：

1—电动机；2—滾珠式減速器；3—蝸輪減速器。

为了制成滾珠式減速器，在利用标准軸承时，需經過簡單的机械加工。这种減速器的制造、安裝、維護和修配都是很簡單的，并不需要很熟練的技术水平。

使滾珠式行星摩擦減速器的应用范围受到限制的主要缺点，相对的講是它的效率不高和难于保証精确的平均傳動比。因为摩擦副零件中的彈性变形和滾動軸承中初隙的存在等因素，在計算时都不能精确的考虑到，因而产生理論計算傳動比和实际傳動比之間的誤差。

受变載荷时，由于自动压紧機構的存在，摩擦副上的压力將發生变

化, 并引起徑向接触点的改变, 因而傳动比有波动状态。

目前, 滾珠式行星摩擦减速器的应用, 仍只限于傳遞不大的功率, 原因是傳动效率不高和标准軸承尺寸的限止, 因为必需以大的作用力压紧摩擦副, 而在有滑动时軸承会受到严重的损坏。

属于以下的情況时, 可以采用帶有自动压紧機構的滾珠式行星摩擦减速器:

a) 在連續性或間歇性动作的机器中, 动力傳动所傳遞的功率不大, 具有中等的傳动比;

б) 在間歇性或周期性动作的机器中, 而动力傳动具有大的傳动比;

в) 手搖的傳动裝置;

г) 非动力傳动(运动鏈、仪器等等), 傳动比很大而并不要求精确的諧和运动时采用之, 例如切削螺絲、齒輪等。

論述滾珠式减速器的技术書籍是最为貧乏的, 以致很难进行减速器的設計。

我們編写这本书的目的, 是要十分完全的闡明关于滾珠式行星摩擦减速器的全部复杂問題, 如計算、構造和应用等問題。

在这本书中, 我們要研究的問題很多, 时而要对滾珠式减速器加以研究, 时而又和行星式傳动裝置的問題有关, 所以我們的叙說應該是極為簡單扼要的。关于封閉行星式傳动的运动学、动力学和損耗問題, 仅說明如何考虑到滾珠式减速器的特点而加以应用就十分足够了。

滾珠式摩擦減速器

工作特性 摩擦式減速器中，一個構件對另一個構件的傳動是依靠摩擦力而實現的。

大家都知道，在摩擦傳動中為了傳遞圓周力 P_0 ，需在兩個構件（摩擦副）接觸的地方形成的垂直壓力為：

$$Q = \frac{\lambda P_0}{f},$$

式中 f ——摩擦副構件間的滑動摩擦係數。

為了避免有害的滑動和由於滑動所引起的顯著磨損，必需實現不等式 $Qf > P_0$ ，為此引入聯接的安全因數 $\lambda = 1.1 \sim 1.2$ 。

剛性構件的摩擦傳動，根據構件的形狀決定其在開始時為綫接觸（圓柱和圓錐形摩擦傳動）或者是點接觸，如果其中的一個構件為具有双重曲率的物體則為點接觸（滾珠軸承的座圈和滾珠）。

在垂直壓力的作用下，起初的綫接觸變為帶接觸，而點接觸變為不大的橢圓形面接觸。此時所產生的接觸應力可用眾所周知的公式以決定之。

開始為點接觸的摩擦傳動具有較大的接觸應力，但卻幾乎完全沒有所謂的幾何滑動。

開始為綫接觸的摩擦傳動具有較小的接觸應力，可是幾何滑動卻必然存在。

滾珠式行星摩擦減速器中，其摩擦副間的接觸開始時具有點的形狀（滾珠軸承的環和滾珠），在接觸的地方產生大的應力，因此會引起工作表面很快的磨損。

在進行強度和耐久性的設計和計算時，應該考慮到滾珠式減速器的這些工作特點。

滾珠式減速器具有比較不高的傳動效率，特別是那些滾珠與保持器之間發生滑動摩擦的軸承，所以當減速器經長期工作後會產生大量

的热,而散热的問題必需加以保証。

滾珠式减速器的散热可以采用两种方法:

第一种方法——將工作的摩擦副浸浴在油中而获得良好的散热,但此时摩擦系数降低了,会使得接触点处的滑动增大,并因此增大了傳动机件的尺寸。

第二种方法——摩擦副工作时,用干燥的冷空气流流过工作表面而形成良好的散热。工作时滾珠式减速器的干摩擦系数是比較高和稳定的,因而給予可能以减小接触点处的滑动和傳动尺寸。

滑动 摩擦变速器中的总滑动是由以下几种不同的滑动所造成:

a) 彈性滑动,这种滑动是由于摩擦副在載荷作用下的彈性变形所引起的。

6) 由于軸向載荷的作用引起轉动方向的不稳定,因此而形成的滑动。

b) 滾动体和保持器間的接触处,由于相对速度較大的結果引起滾动体(滾珠)沿保持器的滑动;即使是当保持器上的滑动不大时,由于滾动体沿保持器滑动所引起的損耗也是極為可觀的。

r) 摩擦副浸浴在油池內工作时,滾动体与潤滑剂之間的滑动,其决定于潤滑剂本身的內摩擦力及其性質,而潤滑油性質的变化又决定于轉数、載荷和極限溫度。

摩擦副中由于載荷作用下的彈性变形而获得的滑动,若滾动体与工作表面接触处沿整个接触面的相对速度和应力分布的变化規律为已知时,是可以决定的。当滾珠和摩擦副滾道之間互相作用时,相对速度所产生的变化是由于彈性变形而引起的,并完全决定于材料的彈性性質。

有自动系紧機構的滾珠式

行星摩擦減速器

構造和工作 通常的單排滾珠軸承是具有三個同心軸的一級行星式機構(圖 2), 其中滾動體, 即滾珠作行星式的運動, 也就是說滾珠同時繞滾珠軸承圓周和本身的軸綫轉動。

根據滾動軸承環的靜止固定情況, 可獲得一級自由度及不同傳動比的行星式傳動(圖 3)。

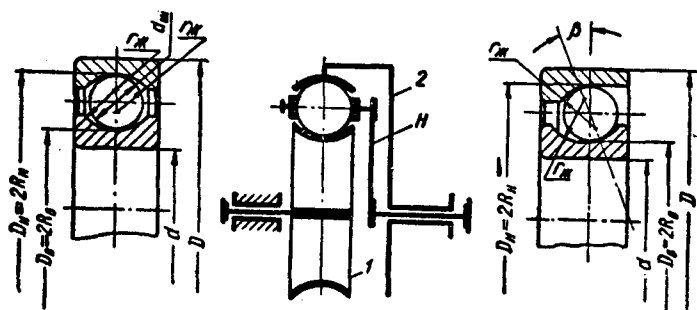


圖 2 徑向和徑向—止推軸承及其傳動系統圖:

1—軸承內環; 2—軸承外環; H —保持器(導杆)。

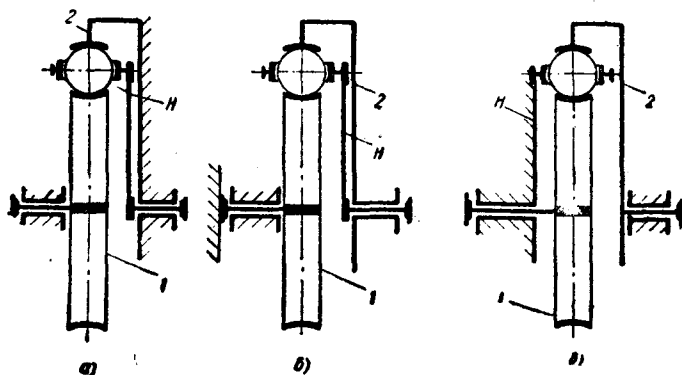


圖 3 當把不同構件固定時, 滾動軸承的傳動系統圖:

a, b—行星式傳動; c—簡單傳動。

若使保持器固定則為通常的滾動傳動機構，而不是行星式的（簡單的）。（關於這問題的詳細討論屬於“運動學”部分的内容）。

但若使滾動軸承的外環和內環同時轉動而具有不同的轉向和轉數，則可以得到傳動比為任意大的傳動（決定於不同的轉數），在理論上可達無窮大。

為了使內環和外環由同一個電動機得到轉向不同的旋轉運動，而又需使外環具有一定的轉數（內環的轉數與電動機的轉數相等），為了使行星式機構（滾珠軸承）能保證所需要的傳動比，在設計滾珠式行星摩擦減速器時，可採用兩個滾珠軸承的構造，其中的一個是為了外環獲得必需的轉動而特為引入的簡單傳動，而另外一個是行星式的。

上述的滾珠減速器就是具有自動壓緊機構的摩擦行星式減速器，系由下列的零件所組成（圖 4 a）：兩個滾珠軸承 1 和 2（徑向系列的 200, 300 和 400 類，按 ГОСТ 6124-39，或徑向-止推系列的 36200, 36300, 46200, 46300 或 46400 類，按 ГОСТ 831-41），軸承的內環用靜座配合固定在輪轂 3 上，3 直接由電動機軸或任何其他軸上獲得運動。滾動軸承 1 和 2 的外環同樣是用靜座配合安裝在圈環 4 和 5 之內。滾珠軸承 1 和 2 的內環之間裝有定位環 6。為了形成必需的壓力，以便在減速器摩擦副接觸之處形成摩擦力，將滾珠 7（只需幾個滾珠，沿圓周為均勻分布，例如用 2 個，3 個或 4 個都可以）安置在滾珠軸承 1 的外環和圈環 5 之間，為此在圈環 4 和 5 上制有與滾珠 7 數目相等的幾個角形槽（圖 4 a 斷面 BB）。

滾珠軸承 1 轉動時，滾珠 7 被壓緊在滾珠軸承 1 的外環端面和圈環 4 與 5 的溝槽之間，形成必不可少的垂直壓力，因此而在摩擦副上產生摩擦力，其所以如此是由於摩擦力系為將運動傳到減速器從動軸上所必不可少的條件。

為了在滾珠式行星摩擦減速器中得到需要的傳動比，滾動軸承 1 的保持器 8 直接固定在電動機的機殼上。滾珠軸承 2 的保持器 9 和滾珠軸承 2 的滾珠一起轉動，而且成為滾珠式行星摩擦減速器的從動軸。

當保持器做成如圖 4 a 中 BB 斷面和圖 5 中 AA 截面所示時，可

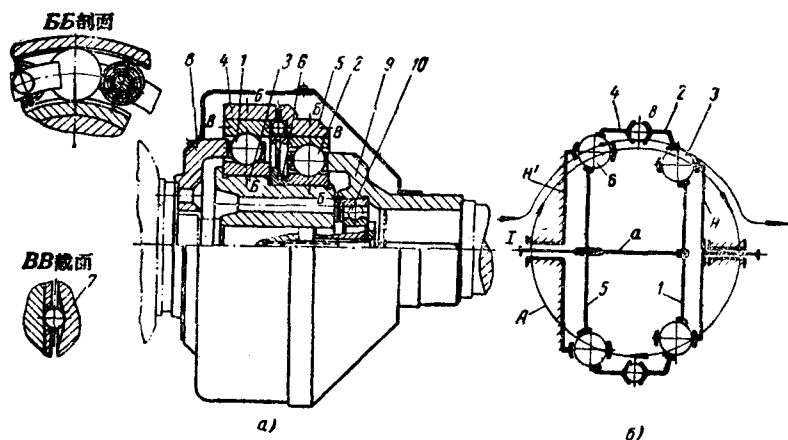


圖 4 有自动压紧外环裝置的滾珠式行星摩擦減速器構造和傳動系統圖：

a —構造； b —傳動系統圖；1, 2, 4, 5—內環和外環；3, 6—滾珠； H 和 H_1 —保持器； a, b —剛性連接零件； A —功率循環。

以滿足設計中所提出的效率要高和傳動比 i_p 要大的條件。

為了在軸承 1 和 2 的滾珠之間能安得下滾珠軸承，可能要拿走軸承中的一部分滾珠，此時滾珠軸承 1 和 2 的工作容量系數 C 應按第 46 頁上所介紹的公式進行計算。

滾珠軸承 10 的功用為防止保持器 9 的軸向和徑向移動，也就是說保持器 9 因此而具有軸向和徑向一定的位罝。

帶有自動压紧裝置而工作的滾珠減速器應該設計成如圖 4 的樣子。當輪轂 3 由電動機軸或任何其他主軸獲得旋轉運動時，完全固定在轂 3 上的滾動軸承 1 和 2 的內環以及定位環 6 都同樣獲得了旋轉的運動。這種運動通過滾珠軸承 1 和 2 的內環傳給這兩個滾珠軸承的滾珠。

由於滾動軸承 1 的滾珠被安置在固定的保持器 8 的凹槽內，所以這些滾珠唯一可能的運動方式為圍繞通過其中心的軸而旋轉。

轉動的滾珠压紧滾珠軸承 1 的外環，並且使它旋轉，因此使圈環 4 和滾珠 7 也轉動起來并帶動了圈環 5 和滾珠軸承 2 的外環。

滾珠軸承 2 的滾珠是處於兩個旋轉方向不同的外環和內環之間，它本身所獲得的轉動是同時圍繞通過它本身中心的迴轉軸和滾珠軸承

2 的迴轉軸而旋轉，因此而帶動保持器 9，我們在前面已經提到過，保持器 9 就是滾珠式減速器的從動軸。

滾珠式行星摩擦減速器的另外一種構造形式，是內環具有自動壓緊機構（圖 5 a），它和圖 4 中減速器構造上的差別就在於將圖 4 中的推力滾珠 7，從在滾珠軸承 1 和 2 外環間的止推作用轉變為安裝在內環間的止推作用（圖 5）；此時圖 4 中的輪轂 3 應由兩部分組成，即圖 5 a 中的零件 3 和 4，它們的運動也是直接來自電動機軸或其他任何的主軸；首先零件 3 通過鍵獲得運動，然後再通過止推滾珠將運動傳給零件 4。

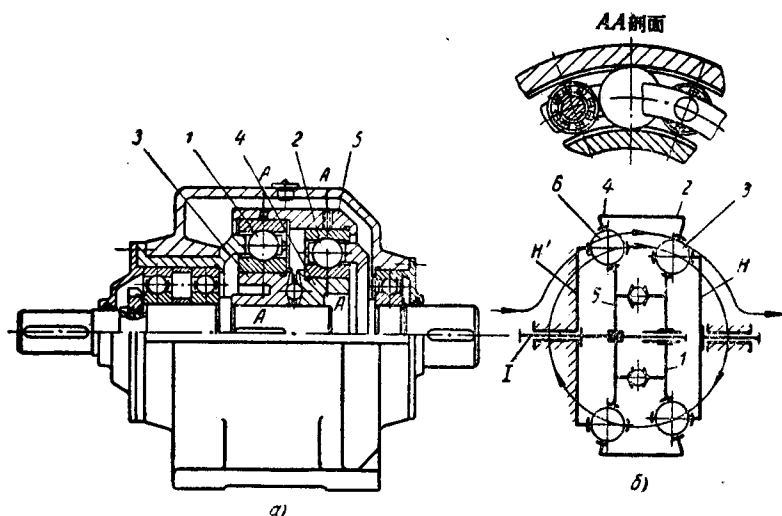


圖 5 內環具有自動壓緊裝置的滾珠式行星摩擦減速器的構造和傳動系統圖：

a—構造；b—傳動系統圖。

圖 5 中滾珠軸承 1 和 2 的外環都被固定在同一个靜止的圈環 5 上，圈環 5 就代替了圖 4 中的兩個圈環 4 和 5。

圖 5 所示的這種構造，在工作時幾乎是沒有聲音的，而裝配和修理也是極為方便的，但還有一個缺點，就是當減速器長期工作後，電動機軸和零件 4 的接觸表面之間發生銹蝕，這種銹蝕有時會阻礙零件 4 的軸向移動，而為了能形成側向壓力，這種移動又是必需的。

運動學 被用作摩擦傳動的徑向或徑向—止推軸承，在運動學的

关系上和行星式机构是相同的，即滚珠同时围绕其本身的轴和滚珠轴承的轴而旋转，因此滚珠相当于行星式机构中的行星齿轮，外环和内环相当于中心齿轮，而保持器相当于导杆（参看图2）。

滚珠轴承的外环2，内环1和保持器以后叫做基本构件，而滚珠轴承的轴称为基本轴〔3〕。

若行星式机构的三个基本构件能同时转动，则称为差动机构或差动装置。差动装置具有两度的自由，并可被用来合成和分解运动。

若差动装置基本构件中的一个为静止不动，或者是任意两个基本构件形成传动时，所得到的机构具有一度的自由，这种装置可被用作减速器的机构，并将得到以下的传动形式：a）若保持器静止不动时为简单的传动机构；б）若将滚珠轴承的一个环固定住时，为简单的行星式传动机构；в）如果借助于其他的传动而外环和内环或是保持器和任何一个环连接在一起，就形成封闭的行星式传动机构。

图3б中给出固定导杆后而得到的简单传动系统图。此时通过滚珠将运动由一个环传到另一个环，而滚珠是行星齿轮。

内环固定不动的简单行星式传动（图3б），由于滚珠为作摆线运动，故又被称为摆线机构。

若固定外环时，传动机构称为内摆线机构（图3а）。

由两个尺寸不同的滚珠轴承合成的结果所得到的滚珠式行星摩擦减速器乃是封闭式的行星式传动，其机构图绘示在图4б中。

从这个图中可以看出，滚珠轴承2（图4а）为具有基本构件1、2和H（图4б）的差动装置，滚珠轴承1（图4а）完成了简单传动5—6—4的作用（图4б）并起着连接差动装置的两个基本构件——即滚珠轴承2（图4а）的外环和内环的功用。

在两个滚珠轴承之间形成刚性连接的零件在图中用字母a和b表示。

各种传动的根本用途在于改变角速度（每分钟转数）的大小或方向，而有时是同时改变角速度的大小和方向。因此传动比就是传动机构的一个重要的运动学特性。

两个机件角速度的比值称为传动比，但需考虑它们的旋转方向。传动比的符号是根据角速度而加以决定的，若由减速器输入轴的方向观察，认为顺时针方向的角速度为负，则逆时针方向的角速度为正。两个构件的传动比用文字 i 表示，并在 i 的右下角附注两个文字以指明相当的构件。前面一个文字所代表的构件其角速度作为分子。

例如 i_{AB} 表示是构件 A 和 B 的传动比，与这两个构件相当的旋转角速度为 ω_A 和 ω_B (转数为 n_A 和 n_B)：

$$i_{AB} = \frac{\omega_A}{\omega_B} = \frac{n_A}{n_B} \quad (1)$$

两个构件对于另一个被认为是固定不动的构件的相对运动角速度和传动比，其表示的方法是用字母附加在右上角以指明被认为是不动的构件。

例如： i_{AB}^C 表示构件 A 和 B 对于构件 C 相对运动的传动比。

若构件 A 、 B 和 C 的绝对运动角速度依次为 ω_A 、 ω_B 和 ω_C ，则 i_{AB}^C 用下式表示：

$$i_{AB}^C = \frac{\omega_A^C}{\omega_B^C} = \frac{\omega_A - \omega_C}{\omega_B - \omega_C} \quad (2)$$

用字母 A 、 B 和 C 表示差动机构的任意不同三个基本构件时，可写成下列的一般运动学关系，根据公式 (1) 和 (2) 中角速度的代换，很容易的就能证得下列关系的存在：

$$i_{AB}^C = 1 - i_{AC}^B; \quad (3)$$

$$i_{AB}^C = \frac{1}{i_{BA}^C}; \quad (4)$$

$$i_{AB} = i_{AB}^C + i_{CB} \cdot i_{AC}^B \quad (5)$$

简单的滚珠轴承传动(图 36)的传动比仅决定于滚珠轴承环的滚道直径，并按下列的公式计算：

$$i_{12} = i_{12}^H = -\frac{D_n}{D_B};$$

$$i_{21} = i_{21}^H = -\frac{D_B}{D_n},$$

式中 D_n 和 D_B ——滚珠轴承滚动外环和内环的滚道直径。

負号表示当保持器静止时, 外环和内环的旋轉方向应相反。

应用公式(3)和公式(4)的关系, 可求得簡單的行星式傳动的傳动比。

譬如說对于將外环固定的行星传动, 可求得

$$i_{1H}^2 = 1 - i_{12}^H = \frac{D_B + D_H}{D_B},$$

$$i_{H1}^2 = -\frac{1}{i_{1H}^2} = -\frac{D_B}{D_B + D_H}。$$

由已知的滾珠軸承而获得的各种傳动的傳动比, 可用这些滾珠軸承的某些几何尺寸而清楚的表示出来。

滾珠軸承的内环与外环滾道直徑的比值加1, 我們称之为滾珠軸承的运动系数 i_K ,

$$\text{即} \quad i_K = 1 + \frac{D_B}{D_H}。 \quad (6)$$

由公式(6)可知, 所謂滾珠軸承的运动系数, 其值与簡單行星式滾珠傳动的傳动比相符合, 該傳动裝置的内环是固定不动的:

$$i_K = i_{2H0}^1$$

根据基本公式(3)和(4)將得到以下的关系:

$$i_{21}^H = 1 - i_{2H}^1 = 1 - i_K;$$

$$i_{12}^H = \frac{1}{i_{21}^H} = \frac{1}{1 - i_K}; \quad (7)$$

$$i_{1H}^2 = 1 - i_{12}^H = -\frac{i_K}{1 - i_K};$$

$$i_{H1}^2 = \frac{1}{i_{1H}^2} = -\frac{1 - i_K}{i_K}; \quad (8)$$

$$i_{H2}^1 = \frac{1}{i_{2H}^1} = \frac{1}{i_K}。 \quad (9)$$

滾珠式行星摩擦减速器的傳动比 i_p , 可按簡單滾珠傳动和差动滾珠傳动傳动比的乘积而求得:

$$i_p = i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\omega_5}{\omega_4} \cdot \frac{\omega_4}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_H} = i_{54} i_{2H}; \quad (10)$$

以上为根据公式(6), 其中 $A=2$, $B=H$ 和 $C=1$ 。

$$i_{2H} = i_{2H}^1 + i_{1H} \cdot i_{21}^H = i_{2H}^1 + i_p \cdot i_{21}^H。$$

把这个关系代入公式(10),并解所得到的方程式,求得 i_p 为

$$i_p = \frac{i_{54} \cdot i_{2H}^1}{1 - i_{54} \cdot i_{21}^H} \quad (11)$$

組成滾珠式行星摩擦減速器的滾珠軸承 1 和 2 (圖 4a), 其運動系數分別依次用文字 i_{κ_1} 和 i_{κ_2} 表示。

根據以上的規定

$$i_{\kappa_1} = 1 + \frac{D_{B_1}}{D_{H_1}}; \quad i_{\kappa_2} = 1 + \frac{D_{B_2}}{D_{H_2}} \circ$$

試用運動系數以表示公式(11)中等號右邊部分的值。

應用公式(7),對於滾珠軸承 1 給出

$$i_{54} = i_{54}^{H'} = \frac{1}{1 - i_{\kappa_1}} \quad (12)$$

$$\text{進一步可取得} \quad i_{21}^H = 1 - i_{\kappa_2} \quad (13)$$

由於將公式(12)和(13)代入公式(11)的結果,經過不複雜的化簡之後,求得滾珠式行星摩擦減速器傳動比最簡單的實用計算公式:

$$i_p = \frac{i_{\kappa_2}}{i_{\kappa_2} - i_{\kappa_1}} = \frac{(D_{B_2} + D_{H_2})D_{H_1}}{D_{B_2}D_{H_1} - D_{B_1}D_{H_2}} \circ \quad (14)$$

由以上的公式可明顯的看出,減速器傳動比的正負號決定於差 $(i_{\kappa_2} - i_{\kappa_1})$ 的符號,或者決定於差 $(D_{B_2}D_{H_1} - D_{B_1}D_{H_2})$ 的符號也是一樣的。

為了便於滾珠式行星摩擦減速器的運動學計算,表 1 中列出 ГОСТ 6121-39 中徑向滾珠軸承系列 200、300 和 400,以及 ГОСТ 831-41 中徑向一止推滾珠軸承系列 36200、36300、46200、46300 和 46400 滾珠軸承,由其幾何性質(內部構造)所給出的運動系數 i_{κ} 。

利用這個表,可以很容易的根據公式(14)決定該減速器的傳動比;同樣的,假若傳動比為已知時,可容易地選擇適當的滾珠軸承。

特別是若已知所需要的傳動比,而考慮到構造上的要求已決定了其中的一個滾珠軸承時,譬如說軸承 1 已經選定了,為了決定第二個滾珠軸承,應用公式(14)解得 i_{κ_2} ,根據 i_{κ_2} 的值由表 1 可容易的選定一個適當的滾珠軸承 2。

表 1 中所列的運動系數 i_{κ} ,是根據名義尺寸 D_H 和 D_B 而算得的。

與此相適應的條件為滾珠與座環滾道間的接觸角 β 對於徑向軸承