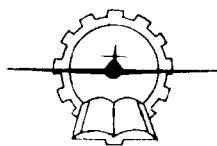


动力调谐陀螺仪译文集

(第一集)



国外航空编辑部

1973.8

国外航空技术专题资料
动力调谐陀螺仪译文集
(第一集)

编辑出版者：国外航空编辑部

〔北京市 1652 号信箱〕

印刷者：中国人民解放军 1201 工厂

内 部 发 行

1973 年 8 月 书号：外 014

目 录

前 言	1
动力调谐式挠性陀螺国外进展近况述评	3
动力调谐自由转子陀螺仪	6
应用于空间中旋转物体的理想悬置装置动力学	14
弹性支承调谐陀螺仪动力学	24
动力调谐陀螺仪在不动基座上的运动	29
弹性支承装置的能量消耗对三自由度陀螺漂移的影响	35
弹性支承调谐式陀螺仪的作用原理	38
多平衡环弹性支承调谐式陀螺仪的误差理论	50
动力调谐陀螺仪弹性支承角向刚度计算	63
动力调谐陀螺仪装置	66
埃玛公司生产的动力调谐陀螺仪	72
振荡陀螺	74

前 言

动力调谐陀螺仪是国外近十年来发展起来的一种新型陀螺仪。和一般挠性陀螺仪一样，它采用了可消除普通轴承摩擦的弹性支承从而获得了较高的精度。其结构简单，制造成本低，无需液浮陀螺仪所要求的苛刻的装配条件。据资料报道，这种陀螺仪在国外已达到实际应用阶段。

《动力调谐陀螺仪译文集》第一集收集了美、苏、英等国有关动力调谐陀螺仪方面的十一篇文章，重点介绍这种陀螺仪的工作原理和理论分析。另外还请北航三〇二教研室有关同志根据国外资料编写了一篇述评。关于动力调谐式陀螺仪的具体结构，我们将在第二集重点介绍。

本集资料的翻译校对工作大部分由北航科研资料室所承担，对于他们的大力支持和协作，在此表示感谢。

动力调谐式挠性陀螺国外进展近况述评

弹性支承式挠性陀螺仪的类型比较多,除动力调谐式(或称 Howe 氏陀螺)外,还有细轴颈挠性支承式(或称 Gyroflex gyro),振荡陀螺(Oscillogyro),转子振动式(Rotor-Vibrogro)等类型。从 1970 年以来国外报道资料看来,动力调谐式挠性陀螺可能已达到较高精度,较长使用寿命和实用阶段。

从报道资料可以看出,美国的特里达因系统公司着重致力于发展采用动力调谐式挠性陀螺的无平台捷联惯导系统的研制与生产。美国《航空周刊》1972 年 3 月 20 日报道了特里达因公司制成的一种直径为 76.2 毫米,长 69.85 毫米,重约 0.9 公斤的双自由度动力调谐式挠性陀螺的外形照片(图 1)。据称这种陀螺仪不要求任何温度控制,能承受 125g 的冲击。由

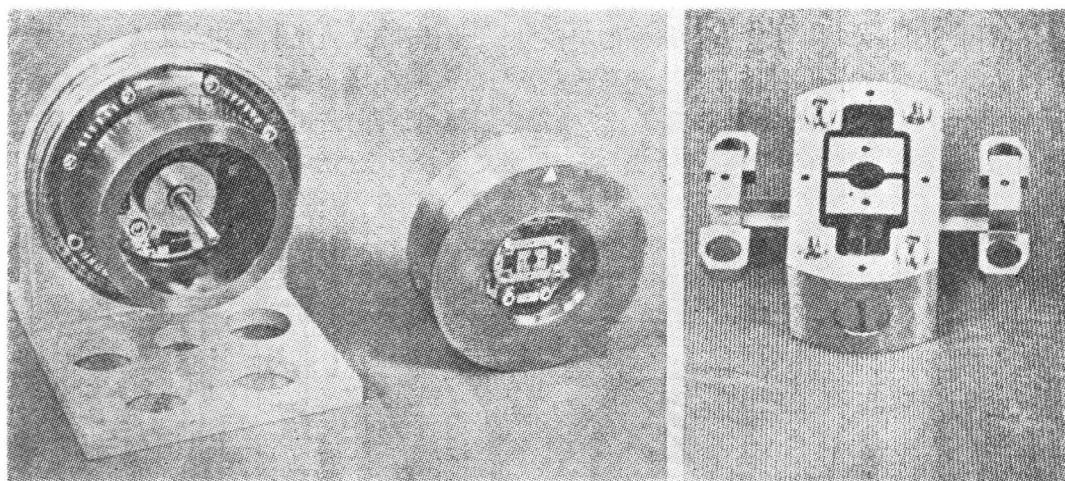


图 1 特里达因公司制造的调谐式陀螺(左)右图为去掉转子的情况

这种陀螺和挠性加速度计组成的捷联惯导系统(包括电源)共重约 30 磅(13.6 公斤),耗电 75~100 瓦,体积为 $12 \times 8 \times 8.5$ 吋³($30.5 \times 20.3 \times 21.6$ 厘米³)。前述惯导系统中设置一个具有 8000 字容量存储器的数字计算机。据称陀螺仪可达到比 1 哩/小时定位精度还要高一个数量级的漂移精度,亦即可达到 0.001 度/小时左右的精度。除特里达因公司外,美国的利登公司最近几年生产了使用调谐式陀螺和挠性加速度计组成的平台式惯性导航系统。《航空周刊》1970 年 5 月 4 日报道了利登公司生产了一种具有数字微分分析器型计算机的 LN-30 型惯导系统,价格约为 65000 美元,造价比 LN-15 型惯导系统平台低得多(LN-15 型约为 12~15 万美元)。LN-30 的惯性平台采用了独特的悬臂结构,因而简化了惯性元件的装卸,平台上装设了一对双自由度动力调谐振动平衡环式挠性陀螺,平台(包括电子部件)的尺寸为:长 178 毫米,直径 120 毫米,重 2.95 公斤。1971 年 12 月 13 日《航空周刊》又报道了利登公司生产的具有两个调谐式转子的多功能惯性敏感元件(图 2)。仪表一端的转子为双自由度陀

螺，另一端的转子起双自由度加速度计的作用。转子通过由微小挠曲件构成的挠性万向接头与驱动轴相联，而且具有一个产生陀螺力矩的惯性环。仪表壳体是磁屏蔽的，抽成真空并加以密封，以防止转子受干扰力矩的影响。敏感加速度是使其中一个转子的重心偏离挠性接头的旋转中心而实现的。这种惯性敏感元件重 80.8 克，长 38.1 毫米，直径为 25.4 毫米，耗电仅 1.25 瓦。英国出版的《设计工程》杂志 1972 年 5 月报道了利登公司生产的 LTN-72 惯导系统，这种惯导系统用于“协和”式超音速运输机和 DC-10 大型客机。据称 LTN-72 是一种第二代惯导系统，它比第一代惯导系统（如“协和”式早期采用的 LTN-51 型惯导系统）重量要轻，价格降低 40%，在计算机中采用了大容量 MOS 存储器，惯性平台的结构有所改进。LTN-72 的 P-2 平台重 3.86 公斤，体积为 $193 \times 170 \times 132$ 毫米³（LTN-51 的平台 P-1 的重量 6.81 公斤，体积 $254 \times 203 \times 185$ 毫米³）。P-2 平台的特点是悬臂式平衡环结构，而且采用了利登公司研制的叫做“振动平衡环”式的双平衡环动力调谐挠性陀螺。该陀螺的原理和结构见图 3，驱动马达是八极、三相、1500 赫滚珠轴承式同步电机。据称双平衡环平衡度的调谐（消除垂直于驱动轴的质量不平衡）是达到高精度性能的关键。早期使用了 32 个调节螺钉调谐平衡环，后期改用激光技术，烧掉平衡环上不平衡质量以达到稳定的调谐。仪表壳体充以低压氢气以降低风阻。转子具有一个除一条圆形槽外完全由软铁

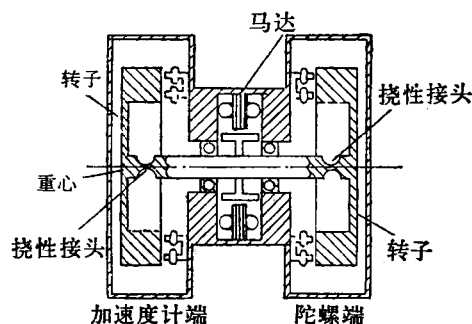


图 2 利登公司多功能惯性敏感元件的示意图

螺。该陀螺的原理和结构见图 3，驱动马达是八极、三相、1500 赫滚珠轴承式同步电机。据称双平衡环平衡度的调谐（消除垂直于驱动轴的质量不平衡）是达到高精度性能的关键。早期使用了 32 个调节螺钉调谐平衡环，后期改用激光技术，烧掉平衡环上不平衡质量以达到稳定的调谐。仪表壳体充以低压氢气以降低风阻。转子具有一个除一条圆形槽外完全由软铁

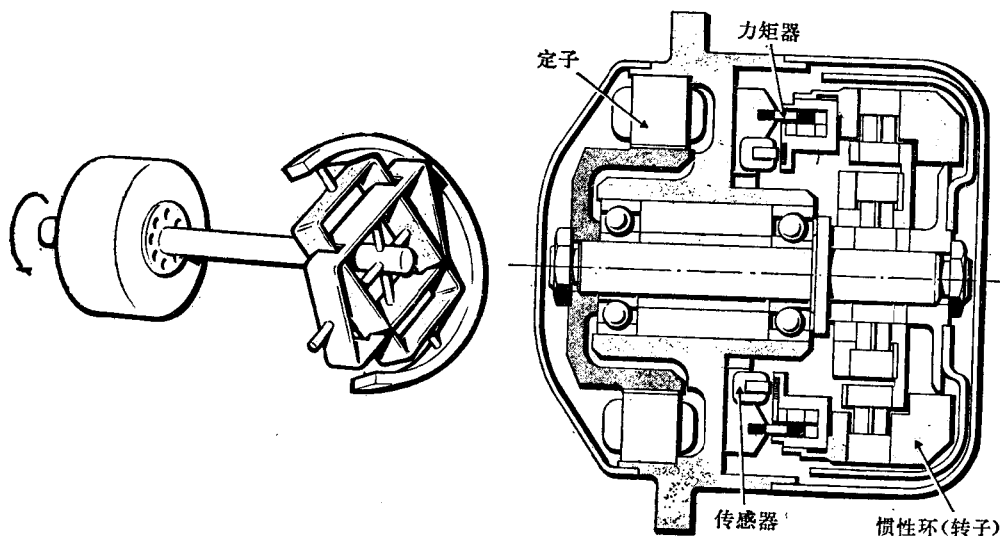


图 3

围绕的环形永久磁铁，四个力矩器线圈从安装在圆柱形构件上的四个力矩器线圈伸到槽中。电磁式传感器由两对差动变压器组成，可敏感达 0.1 角秒的角位移。计算机为：C-4000 型，容量为 65536 字，耗电只有 25 瓦。力矩器脉冲再平衡回路内使用了三进制数字信号以控制陀螺仪的进动运动，参考频率为 375 赫芝。

总结起来，可以看出动力调谐式挠性陀螺的性能最近几年提高比较快，有可能达到双功能（陀螺及加速度计并用）、高精度（精度和最佳的液浮陀螺相匹敌）、耐冲击、起动快、造价低的实用阶段。有的作者认为这种非液浮、干式、弹性支承陀螺仪将有逐步取代目前广泛使用的液浮陀螺仪的趋势。考虑到激光陀螺目前的测量精度还比不上液浮陀螺，静电陀螺虽然有可能达到较高精度，但造价比较高，使用上由于要求光电传感器，故比较复杂。目前只有液浮陀螺及挠性陀螺属于机电型的尖端陀螺，使用上比较易于掌握。特别是挠性陀螺有可能在常规陀螺工厂中进行生产，从而可以节约投资费用，降低生产成本。因此，有必要对这种陀螺仪的设计、生产及进展动态，进行较深入的分析与调查研究。

（北航 302 教研室供稿）

动力调谐自由转子陀螺仪

本文介绍一种新型的动力调谐式陀螺仪。这种陀螺仪采用由内往外式旋转悬置系统产生的动力反作用力矩接近完全抵消悬置装置的弹簧系数。这种全机械式非液浮陀螺构造简单, 工作稳定, 即将实际使用, 漂移率将达到 $0.01^\circ/\text{小时}$ 造价为一般液浮陀螺的 25%。本文叙述动力调谐陀螺的概念、理论、特性和某些应用。

完全自由的陀螺仪的经典代表是一个无约束的旋转质量, 它不具有固有的扰动力矩, 以免引起对惯性空间的漂移。近来试图实现这种设计思想的工作主要从以下两个方向进行。

一个方向是寻求经典刚体回转质量的替代物。已有人尝试回转流体(参考文献 1)、振动质量(参考文献 2)、核的和原子的惯性效应和激光频率差效应等各种方法。这些方法都有某些程度的成功, 其中有几种对某些应用来说还是很有希望的, 但是还没有一种能有适当的大小或功率足以投入实际使用。而且, 它们之中的大多数是角速度陀螺, 而不是测量角位移的真正自由陀螺。

另一个主要方向是改进旋转质量的悬置措施。这样的设计包括流体、静电和电磁悬置(参考文献 3), 以及气体轴承。目前导航和制导系统中的大部分陀螺采用流体悬置技术。密封着陀螺转子和回转马达的陀螺房悬置在高密度流体中。在这些陀螺中, 转子质量偏移、不等弹性和其他扰动力矩的影响可通过整个陀螺绕其回转轴作缓慢旋转来减小。这种方法消除了陀螺和旋转壳体之间固定力矩的来源, 降低了漂移率, 因而有可能使远程弹道导弹和宇宙飞船达到一定的精度。这样的陀螺是很昂贵的。

本文描述一种走向理想自由转子陀螺的新方法。这种陀螺是比较现实的, 长期漂移率可达 $0.01^\circ/\text{小时}$ 以下, 而价格只有同等液浮陀螺的 25%。这种陀螺的结构如图 1 所示, 独特之处在于: 它是一种由内往外的结构, 不采用普通的平衡环轴承, 而利用“反弹簧效应”来补偿转子悬置固有的约束。

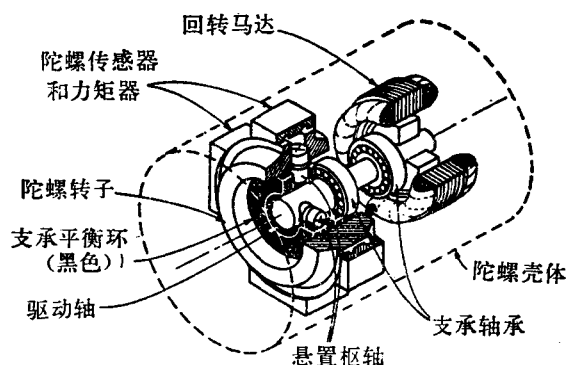


图 1

典型特性

整体尺寸	直径为 50.8 毫米, 长 76.2 毫米
陀螺转子重	0.567 公斤
角动量	12000 转/分时 为 0.2×10^6 厘米 ² ·克·秒 ⁻¹
承受 g 的能力	100g
漂移灵敏度	对转子每角分偏转 (0.1% 转速) 的长时间固定漂移率为 $0.1^\circ/\text{小时}$ 短时间随机漂移率为 $0.02^\circ/\text{小时}$
总功耗	5 瓦

实际自由陀螺的基本结构

自由陀螺需要一个安装在其支承件和保护壳体上的回转转子，因而壳体可在任何方向转动和移动而不引起干扰转子轴相对于惯性空间角方位的力矩。在转子载体与外壳间需要一个平衡环，为转子提供两条互相垂直的轴，回转轴可以绕这两条轴倾斜。转子和中间平衡环是必不可少的。可是实际设计是否成功取决于二组正交的平衡环支承受摩擦的弹性的影响减小到什么样的程度。

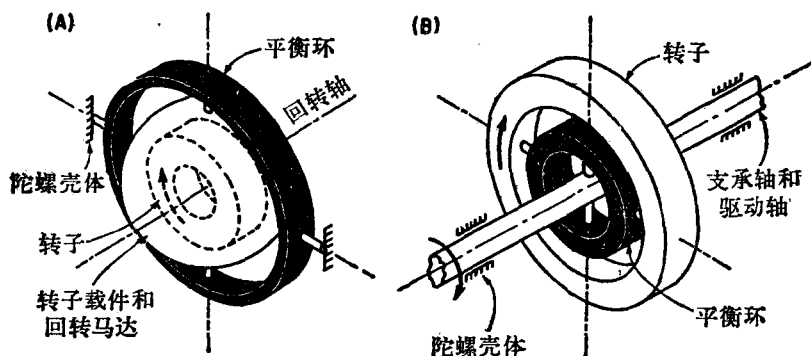


图 2

(A) 普通自由转子陀螺悬置，其转子和回转马达在平衡环里面；

(B) 旋转悬置系统把转子放在与转子一起转动的平衡环外面，驱动马达固定于陀螺壳体。

自由转子陀螺的普通结构如图 2A 所示(参考文献 4)。注意到陀螺转子及其回转马达位于转子载体里，转子载体也叫做内平衡环。在转子载体外是一个不可缺少的平衡环，它通过两组成直角的轴承，将载体与陀螺壳体相连。因而转子在陀螺壳体内可绕平衡环两轴的交点以任何方向作自由旋转(转角要受到穿过平衡环的回转马达引线的限制)。

转子和平衡环的另一种安排如图 2B 所示，这种安排也能给出绕两轴交点的相同的自由度。把转子放在平衡环外面，就有可能将回转马达固定于壳体，并通过支承轴和悬置枢轴驱动转子。这样马达就不会成为悬置系统中的关键平衡问题，电源引线也用不到穿过平衡环系统而引入扰动力矩。这种安排的另一个优点是，悬置装置和转子间可能存在的固定力矩或径向不平衡在每转以后因平均而抵消掉。

旋转悬置陀螺的工作情况

参考图 2B 转子与平衡环间和平衡环与支承轴间用理想枢轴支承的结构(参考文献 5)，如果由支承轴驱动，转子被加速到某个恒定的高角速度，即使由支承轴表示的驱动轴线由于陀螺壳体转动而偏离一个角度，转子回转轴仍会在空间保持固定。图 3 示出了壳体和转子轴间有一固定偏离角时，在一转中四个点处转子和平衡环的横截面。注意到，由于悬置装置的约束，平衡环一定在空间中振荡。这种连续振荡消除了枢轴中可能存在的静摩擦。可是由于平衡环绕两枢轴轴线的惯性，会发生更为重要的动态效应。

转子要保持对惯性空间稳定所需的平衡环振荡意味着，必须通过每组枢轴施加普通的动态力以加速平衡环绕共枢轴的惯性矩。内枢轴 C 和 D 加速度力的反作用效应被回转轴轴承吸收并最终由陀螺壳体及整个支承结构吸收。但通过外枢轴 A 和 B 作用在转子上的平衡环加速度力的反作用力对性能则是重要的。

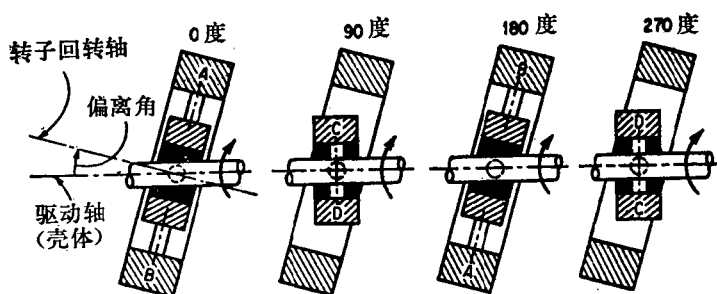


图3 当转子对陀螺壳体有固定偏离角时旋转的平衡环在空间振荡，产生作用在转子上的加速度力。

考虑固定于陀螺壳体的一个笛卡尔坐标系，Z轴与驱动轴重合，X-Y平面包含平衡环枢轴轴线的交点。转子绕X和Y轴的小角度偏差称为 x 和 y ，而平衡环绕X和Y的小角度偏差则称为 ξ 和 η 。注意到在图4中，当转子——平衡环悬置系统绕Z轴以角速度 ω 转动时，内外平衡环枢轴1—1和2—2的正交相对于固定的X轴应有一个瞬时角 $\theta = \omega t$ 。

这样，参考图4，平衡环绕其枢轴的角偏移(由于转子小偏移 x 和 y 产生的，转子小偏移在转子一转期间可认为是常数)在每转一圈中必定以正交的相位关系作正弦变化。应当注意，固定的驱动轴和通过枢轴接头1—1的悬置方式不容许平衡环绕枢轴2—2有任何角偏移。若 ζ_1 和 ζ_2 表示平衡环绕枢轴1—1和2—2的小偏移

$$\left. \begin{aligned} \zeta_1 &= x \cos \theta + y \sin \theta \\ \zeta_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

反映到X和Y轴，平衡环偏移是

$$\left. \begin{aligned} \xi &= \zeta_1 \cos \theta = x \cos^2 \theta + y \sin \theta \cos \theta \\ \eta &= \zeta_1 \sin \theta = x \sin \theta \cos \theta + y \sin^2 \theta \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

绕X和Y轴的加速平衡环的力矩 $\bar{g}_x$ 和 $\bar{g}_y$ 包含惯性加速度和科里奥利加速度反作用项：

$$\left. \begin{aligned} g_x &= a \ddot{\xi} + c \omega \dot{\eta} \\ g_y &= a \ddot{\eta} - c \omega \dot{\xi} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中 a 是平衡环绕枢轴1—1或2—2的转动惯量， c 是平衡环绕其旋转轴的转动惯量。

式(3)通过代入式(2)可表为 X 、 Y 和 θ 的函数。

由于不能经过枢轴接头2—2从平衡环到转子传递动态力矩，只有式(3)投影在枢轴接头1—1上的分量才能传输。

$$\left. \begin{aligned} g_1 &= g_x \cos \theta + g_y \sin \theta \\ g_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

这一点与相敏选择或解调相当。

总之，作用在转子上的空间固定力矩是

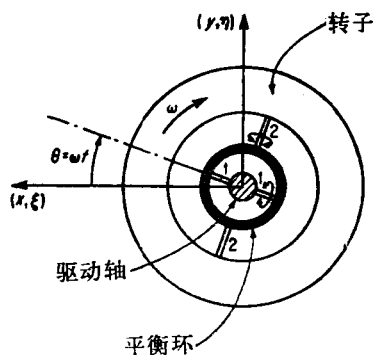


图4 分析旋转陀螺悬置系统中平衡环加速度力对转子影响所用的坐标系

$$\left. \begin{aligned} G_x &= g_1 \cos \theta = g_x \cos^2 \theta + g_y \sin \theta \cos \theta \\ G_y &= g_1 \sin \theta = g_x \sin \theta \cos \theta + g_y \sin^2 \theta \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

在代入式(2)和式(3)以后得到:

$$\left. \begin{aligned} G_x &= \frac{a\ddot{x}}{2} + a\omega\dot{y} - \left(a - \frac{C}{2}\right)\omega^2 x \\ G_y &= \frac{a\ddot{y}}{2} - a\omega\dot{x} - \left(a - \frac{C}{2}\right)\omega^2 y \end{aligned} \right\} + \left. \begin{aligned} &\text{包含} \\ &\cos 2\theta \\ &\sin 2\theta \end{aligned} \right\} \text{的项} \quad (6)$$

这些力矩全部加在直接属于转子的惯性和科里奥利项。

方程组(6)中每一个方程的前二项表示平衡环对转子的惯性作用,其意义与第三项比不怎么重要。第三项则表示平衡环摇摆与相敏解调(由约束条件 $\zeta_2=0$ 所加)的组合动态作用对转子所造成的负弹簧效应,如图5所示。

应当注意,任何陀螺悬置装置中的弹簧效应会产生角速度陀螺型的动作。具体地说,当给角速度陀螺一个输入角速度时,它造成一个角偏移,从而通过弹簧产生力矩使陀螺跟随输入角速度进动。这样在具有某种弹簧耦合(例如可能是由于从一个平衡环通过另一平衡环的回转马达电源引线引起的)的自由转子陀螺中,由于绕一轴偏移产生的进动造成绕进动轴的第二个偏移。这第二个偏移又产生一个力矩,引起绕第一轴的进动,进动方向是减小原先的偏移。总的结果是熟知的陀螺回转轴的锥形进动。

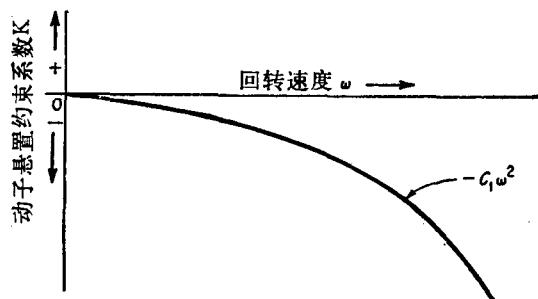


图5 由平衡环加速度产生的负弹簧效应按转子回转速度的平方增加

上面所说,旋转陀螺悬置中的动力弹簧效应的作用方向是迫使转子离开其正常旋转平面。除产生的力矩矢量相反外,这种效应与普通弹簧耦合的效应相同,此时陀螺的锥形进动方向将与普通弹簧耦合引起的进动方向相反。动力弹簧效应是一个反弹簧。它产生的力矩与偏移角 x 或 y 的大小成正比并有增加这个角的趋势。动力弹簧效应随转子回转速度 ω 的平方而增加(见式6的第三项)。

锥形进动的自然进动周期是自由陀螺质量的直接指标。长周期(低频率)说明陀螺的质量好。由动力弹簧效应单独引起的锥形进动周期是转子回转速度的函数,如图6所示。似乎“完善的”陀螺只有转子在零回转速度下,即动态弹簧效应为零时才能得到(图5)。但实际的陀螺不可能在这样的条件下工作。

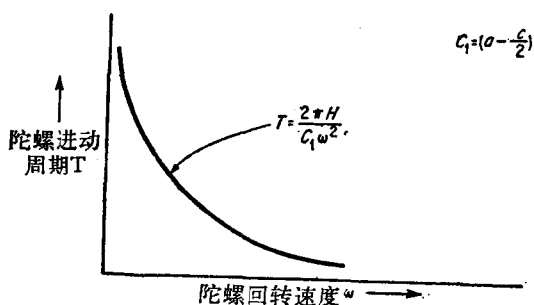


图6 反弹簧单独引起的锥形进动周期随回转速度的增加而减小,表示陀螺质量越来越差

利用动力反弹簧

这里不去寻找消除这种动力弹簧约束的方法,而探索利用它的途径。注意到在以前的分析中它甚至在平衡环接头采用理想的枢轴轴承时也会发生。

由于其效应是一个反弹簧,它能抵消实际弹簧的作用;同时由于它随着回转频率的

平方而增加,在实际陀螺所需的高回转速度下弹簧系数可以相当大。在转子高回转速度 ω_0 处的弹簧抵消如图 7 所示。对锥形进动周期的影响则更为显著,从图 8 可以看到 ω_0 处进动周期趋向于无穷大,此时转子实际上与其悬置装置完全脱离联系。

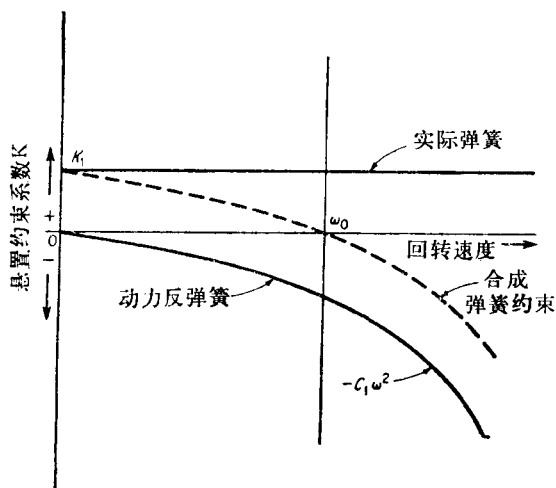


图 7 将实际弹簧与动力反弹簧串联就有可能在调谐的回转速度下,转子上的合成弹簧约束变为零。实际弹簧容易在悬置设计中包括进去

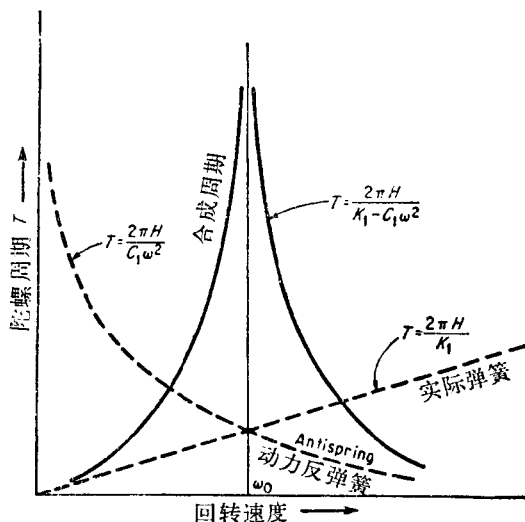


图 8 在回转速度 ω_0 处,陀螺锥形进动周期成为无穷大,实际弹簧中的阻力损失不会阻尼这个“谐振”,从理论上说若回转速度可完善地控制则有可能实现完善的陀螺

从图 8 看起来,似乎在特定的工作转速 ω_0 下,存在简单的谐振现象。如果情况确实如此则悬置中的任何阻尼系数会限制系统最终的峰值或 Q 值。但事实不是这样,陀螺效应使平衡环中的任何阻尼产生与弹簧力矩作用平面相差 90° 的力矩,因而它们对图 8 中的峰值没有阻尼作用,这个峰值是进动周期

$$T = \frac{2\pi H}{K_1 - C_1 \omega^2} \quad (7)$$

的分母精确地通过零值时产生的 ($H = I_0 \omega =$ 转子角动量)。因而可得到真正零约束和完全解耦的陀螺转子。这种完善陀螺的情况,在有可能测量和控制这个精确的陀螺回转速度 ω_0 时可以完全保持。

弹簧系数灵敏度

与陀螺进动周期相应的一种说法是悬置装置中由于没有抵消掉的弹簧约束所引起的漂移率

$$D = \frac{K_1 - C_1 \omega^2}{I_0 \omega} \quad (8)$$

式(8)也可写作

$$D = \frac{C_1}{I_0} \frac{\omega_0^2 - \omega^2}{\omega} \quad (9)$$

如果 $(C_1/I_0) \omega_0^2$ 称为 C_2 , C_1/I_0 称为 C_3 , 它又可写作

$$D = \frac{C_2}{\omega} - C_3\omega \quad (9A)$$

漂移率 D 与 ω 的关系曲线如图 9 所示。陀螺的正向漂移是由于悬置装置固有的弹簧系数所引起，并在转速 ω_0 以下发生。在 ω_0 以上，动力耦合力的反弹簧特性起作用，使陀螺漂移的方向与普通的进动方向相反。在 ω_0 处，这两种漂移作用互相抵消。

漂移率对转速变化的灵敏度由曲线在 ω_0 处的斜率表示。斜率值小说明转速灵敏度比陡的交截低。因此如果 C_2 或 C_3 减小，斜率也减小，从而降低了对转速的灵敏度而交截在较高的转速下发生。显然，在陀螺被设计在高回转速度下工作时，这类陀螺的漂移对回转速度变化的灵敏度较低。

在实际陀螺中， C_2 和 C_3 的值取决于平衡环的惯性和平衡环枢轴中固有的弹簧约束件。由于在平衡环悬置装置中必定产生某种实际弹簧系数，使图 9 中的交截点向外移到所需的回转速度，故用二组相等的扭转接头来代替以前假设的理想无摩擦枢轴。

已经研制了一种自由转子陀螺，其驱动轴与平衡环间以及平衡环与转子间的扭转接头使用挠性的悬臂片，交叉起来如图 10 所示（参考文献 6 和 7）。虽然这不是解决陀螺悬置要求的唯一方法，但它能提供可控的低扭转弹簧系数，在任何其他方向则有足够的刚度。

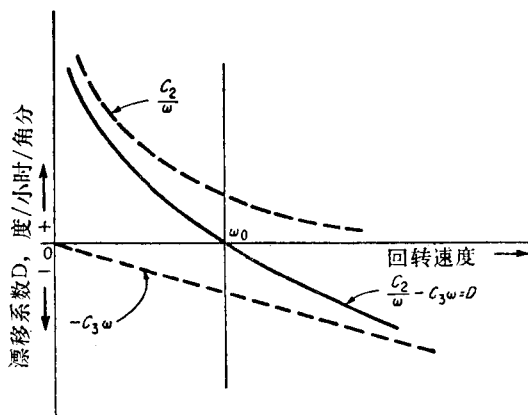


图 9 陀螺漂移率对 ω 变化的灵敏度由这条曲线的斜率表示，较低的灵敏度和较好的陀螺可通过设计 C_2 和 C_3 使 ω_0 移到较高的频率处得到

动力调谐陀螺的特性

基于这种悬置概念的最结实和一般使用的陀螺结构是一个小型高速装置。小而轻的转子容许小尺寸的枢轴能承受外部施加的高加速度。高的工作转速意味着高角动量而且对回转速度变化的灵敏度低，因此只需要简单的转速调节器。轻型转子也意味着由悬置装置中可能的不稳定造成的加速度敏感不平衡效应较低。一种典型的陀螺可组装成图 1 所示的那样，图旁列出了它的特性。图 11 所示陀螺试验模型的转子的直径为 50.8 毫米，由后面的马达通过齿轮传动。

这种陀螺的适应性较强，专用的陀螺结

构可通过尺寸、功率、寿命、承受 g 的能力、精度或其他特性的最佳化得到。例如，对具有中等精度的长寿命和低功率陀螺，应有低回转速度和较大的转子。由于转子重，故承受 g 的能力有限，而且需精度较高的转速调节。

基于这种设计思想的所有陀螺结构都有构造简单的优点。陀螺的零件数少，对所有零件

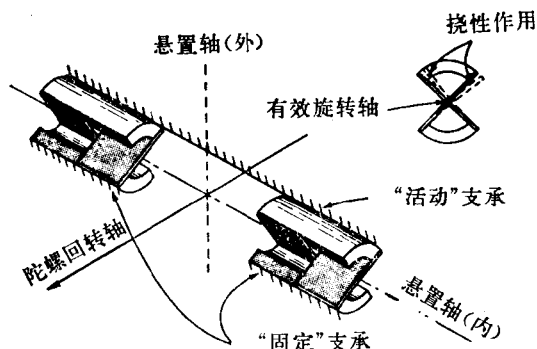


图 10 在陀螺中用交叉挠性陀螺枢轴来提供悬置中所需的弹簧系数，它在其他所有方向具有很大的刚度

都要求不严,因而不需要精密加工或超净条件就能加工和装配。没有电连接件通过悬置系统。上述因素意味着低价和高可靠性。

旋转的悬置系统保证了稳定的工作,这样把通常与固定壳体悬置有关的不平衡力矩和耦合效应平均掉了。由于没有浮液和加热器,因而没有对流引起的力矩或耦合效应。陀螺可在任何环境温度下立即启动和使用。

无加热器和回转轴承预载低意味着消耗功率低。回转轴承在陀螺悬置装置之外,因而要求不严。对低压和高温应用来说可采用固体润滑剂。

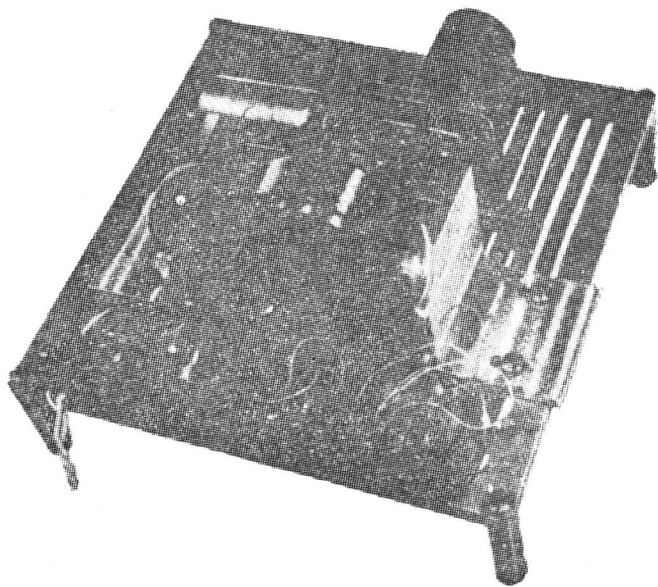


图 11 具有直径为 50.8 毫米转子的陀螺试验模型用简单的 E-I 传感器来测量转子偏转

无浮液消除了对核辐射敏感的主要问题。固体润滑剂在这方面的性能比较好。

由于陀螺是一个开式转子结构,就有可能直接用电磁、电容或光学传感器直接感测转子的位置。图 11 所示陀螺试验模型具有安装在转子两侧的简单的 E-I 差动变压器型传感器。可直接对转子施加力矩,甚至可故意使陀螺偏离其合适的回转速度失去调谐来施加力矩。

动力调谐陀螺的应用

1. 垂直参考陀螺 作为垂直参考,这种陀螺能满足所计划的 3 角分的系统精度。它可以采用任何电的施力矩方法,但对不太重要的应用来说,在给出所需的固有耦合的某一转速下工作就不需要单独的力矩放大器。

2. 寻北陀螺 寻北陀螺罗盘需要一个能建立稳定于空间的水平轴的三自由度陀螺。感测地球相对于此轴的表现倾斜,并使陀螺绕其垂直轴进动直到指向北方。水平漂移率限制了陀螺罗盘的精度。用这种陀螺可望得到 0.25 度的寻北精度。

3. 航向陀螺 由于这是一种角度限制的自由陀螺,它可直接以角度有限的开环方式应用,例如用于短程战术导弹的制导和稳定。在有平衡环的伺服随动平台上,它可以用作航向参考装置。

4. 稳定平台 二个动力调谐陀螺以随动方式使用可建立用途很广的惯性参考稳定平台,可用于远程导弹制导和高精度导航。消耗功率低使它适合在载人宇宙飞行器 and 人造卫星中应用。

5. 双轴角速度陀螺 自由陀螺的设计目标是使固有耦合尽可能低,以得到较大的时间常数。角速度陀螺恰巧相反,由于其固有的刚性较大的悬置,它具有较小的时间常数和较高的角速度敏感梯度。采用这种旋转悬置的陀螺可用作双轴角速度陀螺。从固定力矩得到的稳定性和自由度是固有的,同时刚度可通过在设计转速以外的转速处工作得到。这种约束装置

可由传感器与力矩器间的外部反馈增强或建立。

6. 捷联式自由陀螺 捷联式动力调谐陀螺适用于高速率施矩产生的很小的交连效应可以容许的场合。

参 考 文 献

- [1] Pros and cons on fluid rotor gyros, W. G. Wing, "Control Engineering", 1963.3.
- [2] Theory and practice in vibratory rate gyros, G. C. Newton Jr., "Control Engineering", 1963.6.
- [3] The electric vacuum gyro: pinpoint for polaris launching, H. Knoebel, "Control Engineering", 1964.2.
- [4] Gyroscopes, P. H. Savet, McGraw-Hill Book Co., 1961.
- [5] Gyrodynamics and its engineering applications, R. N. Arnold and L. Maunder, ("Dynamics of a rotor driven by a Hooke's joint.") Academic press, 1961.
- [6] An investigation of the crossed-spring pivot, W. E. Young, "Journal of Applied Mechanics," 1944.6.
- [7] Considerations in the application of flexural pivots, H. Troeger, "Automatic Control," 1962.11.

(译自 Control Engineering, 1964.6)

应用于空间中旋转物体的理想悬置装置动力学^(一)

本文讨论了安装在旋转轴上的物体的无摩擦理想悬置装置。无摩擦悬置可用各种动力学方法在特定回转速度下实现。它们综合了弹性悬置装置的正恢复弹性力矩和与转子相联的辅助元件产生的负弹性力矩。在所分析的方法中,扭摆辅助元件产生的周期性变化力矩受到相敏解调,并作为稳态(依赖于速度)负弹性力矩作用于转子。上述负力矩抵消了悬置装置的正恢复力矩。本文分析了这些现象的原理并叙述了各种设计方案。

符 号 表

a	辅助元件(例如平衡环)绕旋转平面中一轴的转动惯量
c	辅助元件绕回转轴的转动惯量;还表示声速。
f	粘性摩擦系数
k	扭转弹性系数
l	回转轴扭摆运动引起的反作用力矩
q	见(11)和(13)式
u	振动条的直线偏离
x,y	回转轴的偏离角
A	转子绕旋转平面中一轴的转动惯量
C	转子绕回转轴的转动惯量
A^*	$A + \frac{a}{2}$
C^*	$C + a$
H	转子绕回转轴的角动量
H^*	$H + a\omega$
K	综合扭转弹性系数〔见(14)式〕
L	拉格朗日位函数;还表示振动条的长度
L^*	平衡环的拉格朗日位函数
M	(26)式中用的符号
P	见(11)式
φ	粘性损耗函数
T	动能
U	位能

(一) 本文由 AIAA65-435 修改而成——原注。