

慣性陀螺的系統应用考虑



国外航空编辑部

1974年4月

目 录

词汇表	(1)
第一节 序 论	(4)
第二节 目前技术水平	(4)
2.1 陀螺性能	(5)
2.1.1 陀螺性能方程式	(6)
2.1.2 性能方程式的假设	(7)
2.1.3 陀螺误差的讨论	(7)
2.1.3.1 弹性约束力矩误差	(8)
2.1.3.2 输出轴的耦合作用	(8)
2.1.3.3 交叉耦合误差	(8)
2.1.3.4 非等惯性误差	(8)
2.1.3.5 加速度平方误差	(8)
2.1.3.6 加速度误差	(8)
2.1.3.7 与加速度无关的误差	(9)
2.1.3.8 残余力矩之和	(9)
2.1.4 锥形运动误差	(9)
2.1.5 典型陀螺	(9)
2.2 转子和轴承结构	(10)
2.2.1 转子质量的稳定性	(10)
2.2.1.1 与轴承有关的陀螺性能稳定性	(11)
2.2.1.2 转子的动态特性对陀螺性能的影响	(11)
2.2.2 非等弹性	(12)
2.2.3 转子驱动	(12)
2.2.4 轴承寿命	(12)
2.2.4.1 滚珠轴承	(12)
2.2.4.2 气浮轴承	(13)
2.3 力矩器的特性	(13)
2.3.1 温度效应	(14)
2.3.2 老化特性	(14)
2.3.3 磁滞效应	(14)
2.3.4 对称性	(14)
2.3.5 时间常数	(14)
2.3.6 线性度	(14)
2.3.7 转子的位移效应	(15)
2.3.8 频率灵敏度	(15)

2.3.9	磁场效应 ..	(15)
2.3.10	屏蔽 ..	(15)
2.4	信号发生器的特性 ..	(15)
2.4.1	电压和角度的梯度 (S_{SG}) ..	(16)
2.4.2	零位正交电压 ..	(16)
2.4.3	相位移 ..	(16)
2.4.4	运行频率、动态延迟以及频带宽度 ..	(16)
2.4.5	输出阻抗 ..	(16)
2.4.6	噪音 ..	(17)
2.4.7	激励的稳定性 ..	(17)
2.4.8	温度效应 ..	(17)
2.4.9	线性度 ..	(17)
2.4.10	力矩 ..	(17)
2.4.11	磁场效应 ..	(17)
2.5	浮子支承特性 ..	(17)
2.5.1	力梯度 ..	(18)
2.5.2	浮子位移极限 ..	(18)
2.5.3	输出作为有用信号 ..	(18)
2.5.4	需用的激励 ..	(18)
2.5.5	误差的构成 ..	(18)
2.5.6	有源悬浮系统 ..	(18)
2.5.7	气浮的支承系统 ..	(19)
2.6	热特性 ..	(19)
2.6.1	陀螺性能 ..	(19)
2.6.2	转子和浮子元件 ..	(19)
2.6.3	力矩器 ..	(19)
2.6.4	信号发生器 ..	(19)
2.6.5	悬浮液 ..	(19)
2.6.6	温度控制装置 ..	(19)
2.6.6.1	陀螺安装架 ..	(20)
2.6.6.2	敏感器和加热器 ..	(20)
2.6.6.3	控制器的放大器 ..	(21)
2.6.6.4	陀螺隔热设施 ..	(21)
2.6.6.5	散热装置 ..	(21)
2.6.6.6	温度监控器 ..	(21)
2.7	陀螺试验 ..	(21)
2.7.1	试验种类 ..	(21)
2.7.2	陀螺试验模型 ..	(22)
2.7.3	陀螺经历和环境的影响 ..	(22)

2.8 可靠性	(22)
2.8.1 系统性能的误差带	(23)
2.8.2 陀螺参数的监控	(24)
2.8.3 大型计划可靠性的比较	(24)
第三节 陀螺设计准则	(24)
3.1 陀螺性能	(24)
3.2 转子和轴承结构	(25)
3.2.1 角动量	(25)
3.2.2 马达	(25)
3.2.3 轴承组件	(25)
3.2.3.1 滚珠轴承	(26)
3.2.3.2 气浮轴承	(26)
3.3 力矩器的特性	(27)
3.4 信号发生器的特性	(27)
3.5 浮子支承特性	(27)
3.6 热特性	(28)
3.7 陀螺试验	(29)
3.8 可靠性	(29)
第四节 推荐的作法	(30)
4.1 陀螺性能	(30)
4.1.1 环境对陀螺性能的影响	(30)
4.1.2 存贮对陀螺性能的影响	(30)
4.2 转子和轴承结构	(31)
4.2.1 角动量	(31)
4.2.2 马达	(31)
4.2.3 轴承组件	(32)
4.2.4 转子的安全措施	(32)
4.3 力矩器的特性	(32)
4.4 信号发生器的特性	(33)
4.5 浮子支承特性	(34)
4.6 热特性	(34)
4.7 陀螺试验	(35)
4.8 可靠性	(36)
4.8.1 陀螺参数的监控	(36)
4.8.2 故障分析	(36)
4.8.3 提高可靠性的要素	(36)
附录A 磁场对E型和V型力矩器的影响	(37)
附录B 陀螺信号发生器的零位正交电压及其对输入轴位置的影响	(39)
附录C 单自由度积分陀螺仪的回路噪声	(40)

词 汇 表

- A_{IA} ——绕输入轴, 陀螺浮子和壳体之间的偏差角
 A_{SA} ——绕自转轴, 陀螺浮子和壳体之间的偏差角
 A_{OA} ——绕输出轴, 浮子与壳体之间相对于轴的零位的夹角
 $\dot{A}_{OA}$ —— A_{OA} 对时间的一阶导数
 $\ddot{A}_{OA}$ —— A_{OA} 对时间的二阶导数
 a_S ——沿陀螺自转轴的加速度
 a_I ——沿陀螺输入轴的加速度
 a_O ——沿陀螺输出轴的加速度
ADIA——沿输入轴与加速度成比例的陀螺漂移
ADSR A——沿自转参考轴与加速度成比例的陀螺漂移
ADOA——沿输出轴与加速度成比例的陀螺漂移
BD——与加速度无关的陀螺漂移(偏置漂移)
起动电压——使陀螺马达转子起动所需的最小电压
壳体——支承着陀螺装置的内部部件, 并将它们封装起来, 同时为各类外部连接提供保证的一种结构
 C_{OA} ——绕陀螺输出轴转动时, 浮子对壳体的阻尼系数
 C_{SA} ——绕自转轴转动时, 浮子对壳体的阻尼系数
 C_{IA} ——绕输入轴转动时, 浮子对壳体的阻尼系数
 C_r ——沿输入轴或自转轴平移时, 浮子对壳体的阻尼系数
 C_z ——沿输出轴平移时, 浮子对壳体的阻尼系数
死角——这个术语与磁悬浮有关, 它描述磁悬浮浮子不能自行定心的特性。当出现浮子的轴向抖动、磁悬浮的共振、在壳体内浮子处于极端位置等情况的某种组合时, 这种特性便会发生
阻尼力矩——当浮子相对于壳体有角速度时, 作用在浮子上的阻力矩。它的幅值正比于浮子相对于壳体的角速度
失步电压——同步马达开始失步时加于马达的电压
组合同步器——即双共面微动同步器。这是一种电磁浮子支承, 它的信号发生器绕组和力矩器绕组与磁悬浮绕组是分开的
轴向抖动——在机械限制允许范围内, 浮子沿输出轴的最大平移
浮子——一个密封的框架, 其内部装有陀螺转子和驱动马达组件。它用适当的悬浮装置支承在陀螺壳体内
陀螺增益——陀螺输出轴进动速率与输入轴速率之静态比; 也就是 H_S/C_{OA}
陀螺传递常数——陀螺输出轴信号发生器电压与输入轴角度之静态比
陀螺传递函数——陀螺输出与输入之比(包括浮子动态效应)

H_s —— 转子绕自转轴的角动量

I_A —— 输入轴, 固联于浮子上, 与 OA 、 SA 成直角

IRA —— 输入参考轴, 固联于壳体上, 当 OA 和 ORA 重合、且 SG 是零时, IRA 和 IA 重合

I_{OA} —— 浮子绕陀螺输出轴的转动惯量

I_{SA} —— 浮子绕陀螺自转轴的转动惯量

I_{IA} —— 浮子绕陀螺输入轴的转动惯量

I_{SR} —— 马达转子绕旋转轴的转动惯量

宝石 —— 一种输出轴的机械定位器, 它在单自由度液浮陀螺中和枢轴一起限制浮子相对壳体的运动

撞动 —— 描述陀螺一种非典型漂移变化的一个术语。这个现象可能随时间消失 (稳定), 也可能不消失; 它可能是可以接受的, 也可能是不可接受的。在静态环境下, 这个现象通常能解释为一种马达力矩特性, 藉以说明轴承的润滑状态

K_{IA} —— 浮子相对壳体绕输入轴转动时, 支承的扭转弹簧常数

K_r —— 沿输入轴或自转轴平移时, 支承的弹簧常数

K_z —— 沿输出轴运动时, 支承的平移弹簧常数

K_{SA} —— 浮子相对壳体绕自转轴转动时, 支承的扭转弹簧常数

K_{SS} —— 浮子结构的柔度, 起因于沿自转轴的加速度所引起沿自转轴的弹性偏离

K_{II} —— 浮子结构的柔度, 起因于沿输入轴的加速度所引起沿输入轴的弹性偏离

K_{IS} —— 浮子结构的柔度, 起因于沿输入轴的加速度所引起沿自转轴的弹性偏离

K_{SI} —— 浮子结构的柔度, 起因于沿自转轴的加速度所引起沿输入轴的弹性偏离

K_{IO} —— 浮子结构的柔度, 起因于沿输入轴的加速度所引起沿输出轴的弹性偏离

K_{SO} —— 浮子结构的柔度, 起因于沿自转轴的加速度所引起沿输出轴的弹性偏离

ΔM —— 残余随机力矩

M_{TG} —— 给力矩发生器的指令力矩

m —— 陀螺转子质量

最小同步电压 —— 陀螺马达驱动电压的最低值, 即能驱动转子达到同步转速的最小电压值 (它由频率和极对数决定)

NBD —— 陀螺未补偿的偏置漂移

OA —— 单自由度陀螺的输出轴, 固定在浮子上。输出角用一个传感器测量, 传感器产生与输出角度成函数的输出信号

ORA —— 单自由度陀螺的输出参考轴, 固定在壳体上

p —— 微分算子

枢轴 —— 输出轴定位挡。在单自由度陀螺里它与宝石一道工作, 以限制浮子对壳体的运动

SA —— 陀螺转子自转轴 (浮子轴)

SRA —— 陀螺转子自转参考轴 (壳体轴)

SDF —— 单自由度; 在陀螺里这个术语意味着浮子相对于壳体的运动仅仅在绕输出

轴方向发生

- S_G —— 信号发生器，或输出轴角度——电压转换器
- S_F —— 比例系数。这里指力矩发生器力矩对电流（或电流平方）之比值
- S_{SG} —— 信号发生器电压对角度之比值
- t_f —— 绕输出轴运动时浮子的时间常数， I_{OA}/C_{OA}
- t_{TG} —— 力矩发生器的电气时间常数 L/R
- T_G —— 力矩发生器
- V —— 铅垂线
- W_D —— 陀螺角速度的漂移误差
- W_{IRA} —— 陀螺绕输入参考轴的输入角速度
- W_{SRA} —— 陀螺绕自转参考轴的输入角速度
- W_{IA} —— 陀螺绕输入轴的输入角速度
- W_{SA} —— 陀螺绕自转轴的输入角速度
- W_{OA} —— 陀螺绕输出轴的输入角速度
- W_{ORA} —— 陀螺绕输出参考轴的输入角速度
- $\dot{W}_{OA}$ —— 陀螺绕输出轴的输入角速度的一次时间导数
- $\dot{W}_{ORA}$ —— 陀螺绕输出参考轴的输入角速度的一次时间导数

第一节 序 论

惯性制导、导航以及控制分系统是许多空间飞行器系统的主要部件。陀螺是惯性制导、导航以及控制分系统的关键元件。对于成功地组合起分系统来说，了解陀螺性能同飞行成功的密切关系以及影响陀螺可靠性和性能的系统设计因素是必需的。

在不是很好地符合系统和飞行要求下来开展陀螺设计，最好情况下也将增加系统的复杂性，最坏情况下将导致飞行失败。

在成功的陀螺系统综合中，必须综合考虑的因素是：

- 1) 陀螺的性能；
- 2) 转子及轴承结构；
- 3) 力矩器的特性；
- 4) 信号发生器的特性；
- 5) 浮子支承特性；
- 6) 热特性；
- 7) 陀螺的试验过程；
- 8) 可靠性。

本文讨论与上述因素有关的问题以及解决的办法，以便帮助系统设计者处理陀螺的技术规格，它既能反映系统所提出的技术条件，亦考虑到陀螺构造的现实性。虽然大部分讨论涉及到惯性级单自由度浮子陀螺仪，但是，许多资料仍然适用于任何一种用转子的陀螺。要由陀螺设计者进行独立判断的一些设计因素的讨论是不包括在这篇论文范围内的，例如：连接的设计、材料的选择、机械安排以及装配技术。

第二节 目前技术水平

作为古典仪器用的陀螺，已经在文献（参考1，2，55）中完满地描述。过去廿年间的发展，已经得到适用于空间飞行器惯性制导的陀螺仪。在几乎没有例外的情况下，这些陀螺仪是基于利用一个旋转的质量，并可分为单自由度陀螺和二自由度陀螺两类。

在单自由度陀螺中，旋转质量安装在一个框架内，它具有相对壳体绕一个轴运动的自由度。这个框架可能被浸在液体中浮起，液体既提供悬浮，又提供阻尼；或者框架可能被流体静力地悬浮（参考3），并带有电子方法提供的阻尼作用。

二自由度陀螺通过测量转子自转轴在两个正交平面内相对壳体的角位移来敏感角运动。这个旋转质量既可能是安装在机械的框架内，也可能被电或磁场所支承，如同静电悬浮真空陀螺或超低温陀螺那样。

把一个典型陀螺（图2—1）应用到惯性导航问题上，可以用框架平台式或者捷联式来完成（参考3，4，5）。

在框架平台式的应用中，陀螺的浮子转角是由于平台框架力矩器的作用而连续地归零，

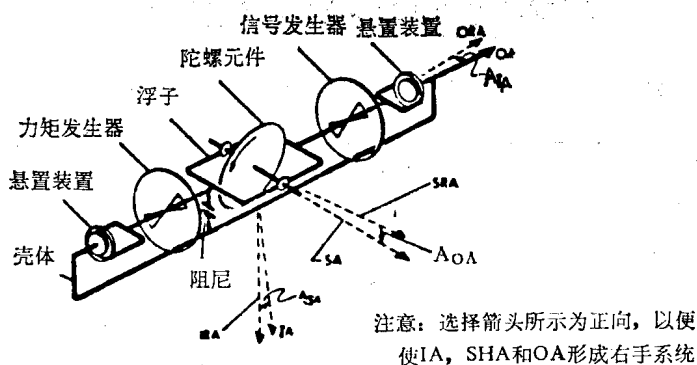


图 2—1 单自由度液浮式积分陀螺部件的排列图

此力矩器的作用使平台以陀螺零位为基准保持不动。在捷联式系统的应用中(参考4,6,7),陀螺浮子转角是通过加到陀螺仪输出轴的外加力矩而处于零位。在每一种情况下,力矩电流都是从测量浮子绕输出轴转角而得到的,这个电流可能是连续量(模拟量)或一系列脉冲(数字量)。由浮子动力学、浮子角度传感器、施矩电子线路以及力矩器所组成的伺服回路称为再平衡回路。在捷联式应用中,再平衡回路电流变成输入速度的量度(对连续地施矩陀螺而言),或者输入角度的增量的量度(对脉冲施矩陀螺而言)。以下章节的基本考虑既适用于捷联式也适用于稳定平台式的应用。

2.1 陀螺性能

这一节考虑陀螺的性能方程式,推导时用了对绝大多数应用来说是足够详细的假设,对陀螺误差的讨论是限于表中所列的数据范围内(表 2—1 和 2—2)。关于更为复杂的误差的可能性问题只是介绍了参考资料(参考 1, 7, 8),它们超出了这篇资料的范围。

表 2—1 陀螺时间常数(以秒为单位)(参考 4, 9)

	框 架 系 统	捷 联 式 系 统
平 动		
自转轴 (C_r/K_r)	100—500	25—50
输入轴 (C_r/K_r)	100—500	25—50
输出轴 (C_z/K_z)	10^4	$10^3—1.5 \times 10^3$
转 动		
自转轴 (C_{SA}/K_{SA})	10—15	1—2
输入轴 (C_{IA}/K_{IA})	10—15	1—2
输出轴 (I_{OA}/C_{OA})	0.0005—0.001	$10^{-3}—10^{-2}$

C_d = 浮子阻尼系数(达因——厘米——秒)

r (径向), z (轴向)

K = 悬浮弹簧常数(达因——厘米/弧度)

表2-2

陀螺参数范围及漂移系数的典型数据

参数/系数	符 号	单 位	典 型 范 围	
			最 小	最 大
浮子输出轴的惯性矩	I_{OA}	克-厘米 ²	1×10^2	2×10^3
输出轴的线性阻尼系数	C_{OA}	达因-厘米-秒	6×10^4	1×10^6
浮子对于输出轴的转动时间常数	$t_f = I_{OA}/C_{OA}$	秒	1×10^{-4}	33×10^{-3}
输出轴的弹簧率	K_{OA}	达因-厘米/弧度	1×10^2	1×10^3
转子角动量	H_S	达因-厘米 ² /秒	5×10^4	3×10^6
力矩器比例系数	SF	度/小时/毫安	75	1200
浮子控制力矩 (i = 力矩电流)	$M_{TG} = SF(i_{TG})$	达因-厘米	—	10^5
力矩器时间常数	$\tau_{TG} = L/R$	秒	25×10^{-6}	100×10^{-6}
输出轴转角	A_{OA}	弧度	—	$\pm 3.5 \times 10^{-2}$
转子自转轴转动惯量	I_{SR}	克-厘米 ²	40	2000
信号发生器, 电压——转角梯度	S_{SG}	伏/弧度	5	150
陀螺传递常数	$H_S/C_{OA}(S_{SG})$	伏/弧度	5	40
框架对壳体的偏差角	A_{IA}, A_{SA}	弧度	5×10^{-6}	75×10^{-6}
转子对框架的偏差角	—	弧度	5×10^{-6}	75×10^{-6}
非等惯性误差系数	$(I_{SA} - I_{IA})/H_S$	度/小时/(弧度/秒) ²	4	30
对 $\Sigma M(f(a^2))$ 的加速度平方 (非等弹性) 的误差系数	$\frac{m^2}{H_S}(K_{SS} - K_{II})$	度/小时/g ²	0.03	0.15
m = 转子质量	$(m^2/H_S)K_{SO}$	度/小时/g ²	0.004	0.015
	$(m^2/H_S)K_{SI}$	度/小时/g ²	0.004	0.015
	$(m^2/H_S)K_{IO}$	度/小时/g ²	0.004	0.015
	$(m^2/H_S)K_{IS}$	度/小时/g ²	0.004	0.015
对 $\Sigma M(f(a^1))$ 的加速度误差系数	ADSRA	度/小时/g	0.075	1.5
	ADIA	度/小时/g	0.075	1.5
	ADOA	度/小时/g	0.05	0.15
对 $\Sigma M(f(a^0))$ 的与加速度无关的误差系数	BD	度/小时	0.075	1.5
对 ΣM_r 的不确定度系数	ΔM	度/小时/日	7×10^{-5}	2×10^{-2}

2.1.1 陀螺性能方程式

对于在力矩再平衡回路里工作的一个合理的、完整的陀螺性能力矩方程式是:

输出轴浮子动态力矩 输出轴弹簧约束力矩 所需的力矩 控制力矩 输出轴耦合力矩

$$I_{OA}\ddot{A}_{OA} + C_{OA}\dot{A}_{OA} + K_{OA}A_{OA} = H_S W_{IRA} + M_{TG} - I_{OA}\dot{W}_{ORA}$$

交叉耦合力矩

非等惯性力矩

对加速度平方敏感的力矩

$$- H_S W_{SRA} A_{OA} + (I_{SA} - I_{IA}) W_{IRA} W_{SRA} + (W_{IRA}^2 - W_{SRA}^2) A_{OA} + M_f(a^2)$$

对加速度敏感的力矩 对加速度不敏感的力矩 残余随机力矩以及其它尚无定义的力矩误差

$$+ M_f(a^1) + M_f(a^0) + M_r$$

式中

$\Sigma M(f(a^2))$ = 加速度平方函数的力矩之和, 即柔度力矩

$\Sigma M(f(a^2)) = m^2(a_S a_I (K_{SS} - K_{II}) - a_S^2 K_{IS} + a_I^2 K_{SI} - a_O a_I K_{IO} + a_O a_S K_{SO})$

$\Sigma M(f(a^1))$ = 加速度函数的力矩之和, 即 $H_S \times ADIA$ (沿输入轴的加速度所产生的力矩误差) 和 $H_S \times ADOA$ (沿输出轴的加速度所产生的力矩误差) 的和

$\Sigma M(f(a^0))$ = 与加速度无关的力矩之和, 即 $H_S \times BD$ (偏置漂移), 其主要来源是软导线的约束力矩和磁反作用力矩

ΣM_r = 所有其它力矩的和。随机的和系统性的 (但在方程式中仍假设为随机的), 既包括不精确度亦包括不确定度。

I_c = 浮子围绕其每一个惯性主轴 (SA, IA, OA) 的转动惯量

C_{OA} = 浮子围绕输出轴 OA 的粘性阻尼系数

H_S = 转子自转角动量

A_{OA} = 浮子从零开始相对壳体围绕输出轴 OA 的转角

W_c = 陀螺壳体围绕每个相应参考轴 (SRA, IRA, ORA) 的角速度

m = 转子质量

a_c = 陀螺沿浮子轴 (S, I, O) 的线加速度

K_{ij} = 在浮子内的转子由于沿 j 轴方向的力所产生沿 i 轴方向的柔度

$\dot{W}_{ORA}$ = 围绕 ORA 角速度的一次导数

M_{TG} = 力矩发生器的控制力矩

$\dot{A}_{OA}$ = 输出轴转角的一次导数

$\ddot{A}_{OA}$ = 输出轴转角的二次导数

K_{OA} = 输出轴的弹簧系数, 或力矩——转角梯度

2.1.2 性能方程式的假设

在方程中本身固有的假设是:

1. 浮子输出轴 OA 和壳体输出参考轴 ORA 是重合的;
2. 在浮子和壳体之间不存在轴承摩擦;
3. 浮子惯性积忽略不计;
4. 转子角动量 H_S 相对框架是不随时间而变化的量;
5. 不存在转子对框架的角偏差;
6. 不存在力矩再平衡回路误差。

由放宽这些假设所引起的陀螺力矩误差经过重新定义和展开, 应该在 (ΣM_r) 项中出现。更复杂的模型在文献 (参考 7) 中导出。

2.1.3 陀螺误差的讨论

特性方程的左边描述了陀螺输出轴的响应 (参考 4), 它随着在某一给定时间处于受激状态的右边项的数目而变化 (例如非等惯性仅在自转参考轴角速度或输入参考轴角速度出现时才是有效的)。为了能洞察各项的影响, 分别地考虑右边各项的影响是有用的, 但必须承认, 当假设放宽时相互作用可能出现。图 (2—2) 综述了捷联式应用的陀螺误差源。

* 注: 此处原文有遗漏, 应加上“ $H_S \times ADSRA$ (沿自转轴的加速度所产生的力矩误差)”一句。

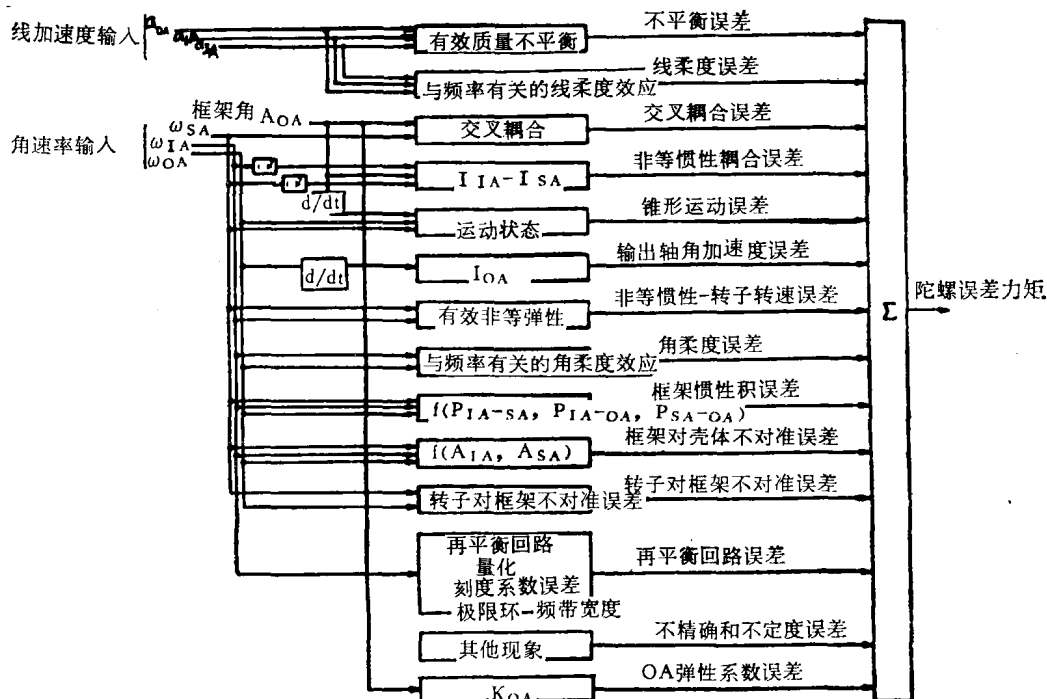


图 2—2 捷联式单自由度陀螺的误差力矩 (参考17)

2.1.3.1 弹性约束力矩误差

在一些应用中的一个很重要的效应是输出轴残余角弹簧系数，它的来源可以在软导线、磁场梯度、粘滞耦合（在两轴陀螺中）和由输入角引起的静压气体轴承的流场的畸变等项中找到。这个误差的重要性取决于进动角的大小和物理环境。

2.1.3.2 输出轴的耦合作用

因为它主要是由浮子输出轴的惯性引起的，所以输出轴耦合作用可以看作当壳体绕输出轴加速时浮子保持静止的倾向（参考4）。

2.1.3.3 交叉耦合误差

交叉耦合误差是由绕自转参考轴 SRA 的壳体的角速度在实际的框架输入轴上有了分量而引起的（参考4）。从完整的性能方程注意到，交叉耦合具有“所希望的力矩”分量的特性，如果 $A_{OA} \rightarrow 0$ ，它将消失。

2.1.3.4 非等惯性误差

非等惯性误差是由于绕输入轴和自转轴的浮子转动惯量不等而引起的（参考4）。

2.1.3.5 加速度平方误差

对加速度平方的力矩灵敏性称作非等弹性误差，在特性方程中示为 $\Sigma M[f(a^2)]$ ，它主要是由于浮子里面转子的不等弹性所引起。

2.1.3.6 加速度误差

它在特性方程中被定义为 $\Sigma M[f(a^1)]$ 。这些误差是由沿着陀螺惯量主轴的加速度分量所引起，它的等效的角速度误差影响被确定为

$$W_D = (A_{DIA} + A_{DSRA} + A_{DOA})$$

式中 I_A , SRA 和 OA 是轴，沿着这些轴有加速度作用。产生这些力矩的原因是：浮子不对

称性、偏心度、椭圆度、非均质和热梯度等。

2.1.3.7 与加速度无关的误差

与此误差相对应的输入轴等效漂移速率叫做偏置漂移(BD)，对此漂移来说，绕OA轴的等效力矩在特性方程中列为 $\Sigma M [f(a^0)]$ 。这些误差主要来源是软导线的残余力矩、流体的不均匀性和在浮子电磁悬浮以及信号与力矩传感器中所引起的反作用力矩。如果此值用不可调的设计不能达到时，可通过补偿方法使偏置漂移减少到所需的值。

2.1.3.8 残余力矩之和 (M_r)

除已识别的有规则的误差源之外，还要加上这一项以对付所有未被考虑的误差项。本资料用 ΣM_r 代表残余随机力矩 ΔM 。

应该承认，在 ΣM_r 项中亦含蓄地包括了将性能方程式展开以便考虑另外一些误差项的方法，例如：由浮子惯性积引起的误差；振动摆性力矩；非等惯性的转子转速误差；由于量化、刻度因素误差、极限环和频带宽度引起的再平衡回路误差、以及在文献中（参考7）所考虑的其它误差。

所考虑的误差源的每一项还易受环境扰动函数的进一步的影响，其中最主要的影响是热、振动和噪音。系统设计者必须注意对被选陀螺所受到的限制和约束。

2.1.4 锥形运动误差

锥形运动误差虽然未包含在典型方程内，但在惯性制导系统设计及陀螺试验中是必须加以考虑的。

锥形运动误差是由于对陀螺有一特殊的振荡运动输入而引起的。若在输出轴和自转轴上同时出现不同相的、相同频率的振荡时，输入轴产生一个由运动学而产生的漂移速度（参考4），如下式所示：

$$W_D = AB\pi f \sin \delta$$

- 式中 f = 锥形运动频率（赫）
 A = 绕SA输入振荡速度的幅值
 B = 绕OA输入振荡速度的幅值
 δ = 相位角

2.1.5 典型陀螺

图（2—3）示出各种各样的单自由度陀螺仪，这些是典型的，但不是所有的。为了支承整个陀螺，对每个陀螺必须提供基本上相同的设备，可是由于在陀螺应用中解决矛盾的方法和具体设计厂家的不同，这些设备的机械设计可能彼此相当地不同。

但不管成品的型式如何，每一个陀螺元件（马达转子、力矩器等）对陀螺特征性能都有影响。从对陀螺性能有影响的角度的，我们在下面的一些章节里来研究这些元件：首先从转子开始，进而考虑力矩器、信号发生器和浮子支承。然后，我们讨论热性能，接着讨论陀螺试

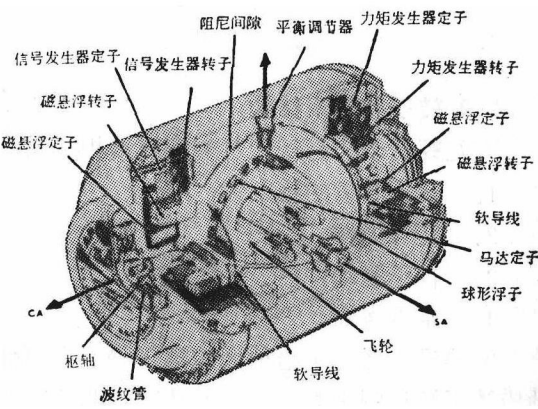


图 2—3a “阿波罗 II” 惯性参考积分陀螺的剖视图

验和可靠性。

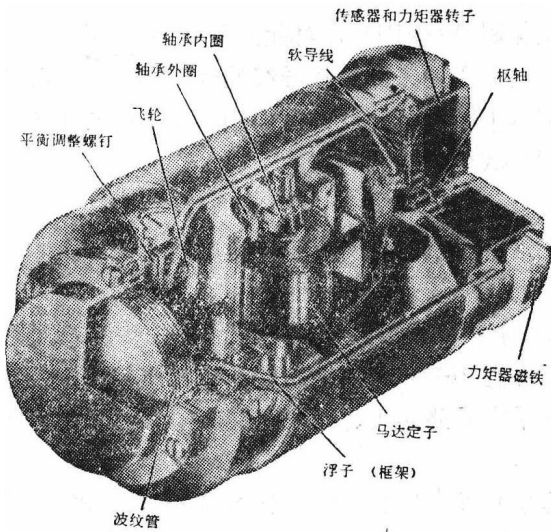
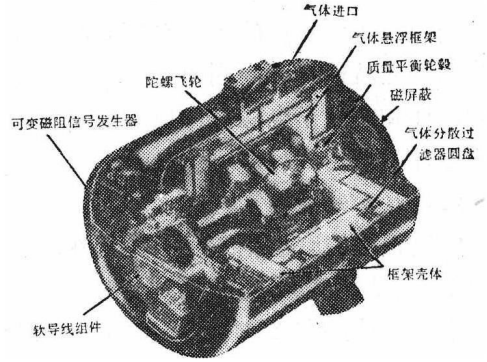


图 2—3b 基尔福特公司的King1陀螺仪



$$H = 2.5 \times 10^6 \text{ 克} \cdot \text{厘米} \cdot \text{秒单位}$$

无补偿

“阿波罗”可靠性

低漂移率

敏结构

图 2—3c “土星” AB-5-K8陀螺组件

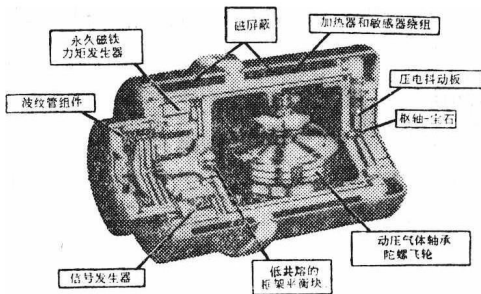


图 2—3d 杭尼韦尔公司GG334C气体轴承捷联式陀螺

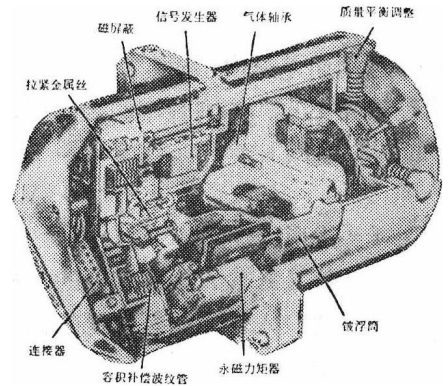


图 2—3e 诺斯罗普公司精密产品部的GIK7G陀螺

2.2 转子和轴承结构

与陀螺转子的运行和可靠性直接相关联的四个主要因素是：

1. 转子质量的稳定性；
2. 非等弹性；
3. 转子驱动；
4. 轴承寿命。

系统设计者为了给他的陀螺正确地定出性能规格、结合进系统、试验和监控运行状况，他应该了解这四个因素。下面几节说明这四个因素的技术状态，存在问题，以及改善的前景。

2.2.1 转子质量的稳定性

有两种方法用来支承旋转的转子并提供所需的转子组件的质量稳定性。

1. 滚珠轴承（弹性流体动力式）支承；

2. 气浮轴承（动压式）支承。

转子质量中心的稳定性（很大程度上是沿输入轴方向、由加速度引起的漂移（ADIA）的稳定性）取决于每个零件和构成这些支承元件的组件的热特性和机械特性。

在滚珠轴承支承中，所需要的刚度是通过改变滚珠轴承组件的各元件设计来得到的。在气体支承中，所需的刚度则是通过改变轴承间隙的几何尺寸或改变气体的密度来得到的。两种类型的支承都是复杂的，起限制作用的因素是：可用的马达转矩，所需的刚度，温度梯度，轴承运行温度的容许偏差，润滑油，功率要求以及散热结构。

2.2.1.1 与轴承有关的陀螺性能稳定性

转子不稳定性所影响的主要陀螺参数是质量沿自转轴偏移而引起的漂移率。产生不稳定性的原因可能是支承轴承弹性特性的变化，或者是转子组件一个或更多零件（包括润滑油在内）的相对位置的偏移。在一个设计较好和正确装配的高精度惯性陀螺中，通常是轴承的动态几何尺寸的变化给陀螺性能以最大的影响。

目前采用的轴承特性指示器不能在每次检查时提供确定转子的陀螺特性能力的定量资料。然而，将这些资料按时间次序编排成表可以用来定性地说明：由于运行而产生的、与陀螺性能有关的轴承其变坏程度如何。关于差动瓦特表读数、起动和停转的时间测量、频率分布、测功计的记录、ADIA的稳定性或降低电压下的起动能力等性能中究竟应强调哪一项的问题目前仍没有统一的看法。但是，每一个特性变化的记录都具有潜力为分析转子性能提供一些迹象。当然，在每一种情况下，均存在着这些读数如何解释的问题。系统中这些指示器的特别缺乏监控能力的缺陷限制了将这些资料有效地用于性能的预测。

将陀螺用在“阿波罗”制导和导航平台的经验说明了上述论点。称为“阿波罗Ⅰ”和“阿波罗Ⅱ”的两种“阿波罗”生产型陀螺采用了同一设计的转子。对每一种型式的大量数据所进行的分析表明，在二者的性能和寿命方面有相当程度的差别。“阿波罗Ⅱ”的漂移可重复性比“阿波罗Ⅰ”好一倍，而转子的故障率“阿波罗Ⅱ”比“阿波罗Ⅰ”高三倍。由此得出的结论是：改善漂移的稳定性并不一定与转子期望寿命的改善相关连（参考10）。这意味着，若能对足够数量的指示器的更多的记录作出有经验的解释，就可能得到比较确定的关系。

2.2.1.2 转子的动态特性对陀螺性能的影响

旋转转子的动态特性对于由于陀螺的电传感器和力矩器与转子之间相互作用而产生的影响是重要的。转子在某些敏感频率附近的噪声可调制信号发生器的输出电压并使伺服回路的品质变坏。同样，外加的振动能产生“假”漂移率（参考11,12）。这种现象的一个例子是所谓同步振动力矩，这就是按与转子角速率相同频率且沿自转轴振动时，在绕陀螺输出轴上所产生的那个力矩。

同步振动力矩是在“人马星座”（美国宇宙火箭名称——译者注）研究项目早期阶段的实践中发现的（参考13）。在“人马星座”中的杭尼韦尔公司的制导系统用了该公司的单自由度液浮滚珠轴承陀螺，其型号为 DCG49 D15。在系统试验过程中，陀螺显示了一种漂移率的变化，它是平台-框架方位的函数。彻底的试验和分析证明了产生这个变化的原因是同步力矩。每一个陀螺转子产生的振动，其圆频率和转子角速度相同，振幅与转子的质量不平衡度成正比。平台框架结构以转子的频率共振。各框架之间重行定向，传递能力相应地改变，其后果是改变了各陀螺之间的耦合。

在“双子座”研究项目中出现了变化。用 400 赫转子电压调制陀螺信号发生器的 7.24 赫载波时，引起了平台振荡，它的周期是三个陀螺的拍频的函数，振幅是马达转子的不平衡度的函数。在陀螺电子装置的相加放大器中加入一个 400 赫滤波器就解决了这个问题。在“人马座”和“双子座”这两个项目中看到，较大地减小陀螺转子不平衡度是有效的改正措施。

2.2.2 非等弹性

非等弹性表明，沿转子自转轴方向的弹性系数同垂直于自转轴方向的弹性系数是不同的。非等弹性引起一个产生漂移的可变力矩，这个力矩正比于所加加速度的平方。促成等弹性是一个设计目标，这里，除一些其它情况外，还涉及转子和框架的几何尺寸和材料。减小不等弹性需取达到下述两种要求的折衷方案，即最优化设计所需的研制工作与受这个参数所影响的系统要求。

在依赖于频率的动态效应的领域内，有很多属于系统问题的例子。在许多情况下，改正方法是简单的，但进一步证实和解释这个问题还需要付出很高的代价。

在“阿波罗”登月舱 (LM) 救生敏感组件 (ASA) (参考 14) 中，曾发生过这样一种情况：此系统把三个瑙登 (Norden) 型号 RI-1139B 单自由度浮子陀螺用在捷联式系统中，在联合飞机公司所做的实验中，当将 ASA 沿斜轴以 3 ~ 5 赫的正弦输入振动时，在陀螺回路中即产生大漂移误差。超过 5 赫时所产生的力矩大于旋转磁场与转子磁滞环之间的磁弹簧强度，引起转子失步。在 3 ~ 5 赫区域内，转子速度有不规则的振荡现象，产生可观察到的漂移误差。分析表明，如果用相同频率的输入加在陀螺输入轴和自转轴上，陀螺在没有任何外加角速度时将显示正的输入角速度。对这个系统来说，此问题仅仅是一种理论上的可能性，因为不能达到这样的要求，即两个输入峰值具有相同频率。对两根轴的转动惯量不相等，因而在同一频率上共振是不应该发生的。

2.2.3 转子驱动 (参考 15)

影响系统运行的转子设计的第三个因素是提供给转子的驱动装置 (参考 16)，既包括马达也包括电源。

大多数精密陀螺用两相或三相同步马达来驱动转子。不管输入的形式如何，一个起限制作用的因素是供给转子的总功率。运行电压必须能够提供一个过载力矩，以便在负载增加时或电源波动时不会使转子失步。高于使转子同步的最小电压的运行电压将导致降低效率。旋转马达的电源必须设计成在可预料到的最坏的系统条件下能可靠地和稳定地提供所需要的功率容量。

过激励 (参考 16) 能用来改善驱动马达的效率，但要用一个比较复杂的供电电源作为代价。这种电源须在周期性的间隔上提供超过驱动电压的脉冲，以使磁化强度维持在一个稳定的水平上。

2.2.4 轴承寿命

转子轴承的寿命依赖于轴承和它的润滑油的稳定特性，并与所选择的损坏定义有关。“寿命”，可以适当地被定义为一个运行时数，在这个运行时数期间，由于转子而引起的质量不稳定性保持在系统的性能规格之内。然而，当因任何理由使陀螺不能圆满地执行它的系统机能时，就发生功能的最后失效。

2.2.4.1 滚珠轴承 (参考 17)

对于滚珠轴承，性能变坏包括下列中的一个或更多的因素：

1. 金属零件的磨损;
2. 保持器磨损;
3. 润滑油的破坏。

在几项较大的研究项目中,其规模足以产生可靠的统计数据。经验表明,经过选择的滚珠轴承中,只有一小部分能产生寿命很长的转子(30,000小时或更长),较大一些的百分比产生中等寿命的转子(3,000~6,000小时)。相当可观的百分比(高于50%)不能产生好的转子。这些大计划的陀螺总数按一定的比例包括长寿命和中等寿命的轴承。两种类型之间在所预期的寿命上有很大的差别说明:象在这些计划中所作的那样,对成批陀螺在最初几百小时的运行特性检查为什么不一定与最终损坏率有关。麻省理工学院仪表实验室的某些陀螺研究项目表明:很长的寿命和高的成品率可用一个适当的筛选技术来得到。许多方法可以用作轴承、保持器和装配好的转子的筛选,来除去短寿命的部件。这种筛选能以高效率完成。但是,如果转子及其组件不能通过所规定的标准时,仍然要做大量的工作来确定一个适当的修正办法。

轴承寿命可以用改变运行温度来改善。月球轨道飞行器研究项目的结果——在此研究项目中既用了斯派雷公司的SYG1000陀螺,亦用了基尔福特公司的Alpha陀螺——指出:将运行温度降低20°F(到145°F),即可使运行寿命加倍。可认为这是由于随着温度的降低而使化学反应的速度降低的原因。假定润滑油内无变化,寿命的改善也可能是由于在低温下油的粘度增加引起的弹性流体动力薄膜厚度的增加。

2.2.4.2 气浮轴承(参考18, 19, 20)

对于气浮轴承而言,性能变坏可以包括下列的一个或更多的因素:

1. 工作表面上污物的沉积;
2. 润滑薄膜的损坏;
3. 运行表面的磨损。

由于气浮轴承转子简单的几何形状和精密的尺寸,气浮轴承转子的性能应该比滚珠轴承转子更容易预测。经验表明,最后的损坏是由于周期性的停止一起动所造成的逐步磨损、可能的污物、以及本质是化学变化的老化作用。当表面变坏时,起动力矩将增长,直到系统电压不再能起转动转子的程度。

在不出现高速碰撞接触时(象由于过份旋转速度引起的那样)——这种接触可能引起灾难性的失效——可能遇到的系统失效状态是不能起动的。假定清洁得到保证,并且保证磨损被限制在比造成不能起动的数量还要小时,气浮轴承转子在它的整个寿命期间,提供了均匀的运行特性,能改善陀螺的性能和稳定性,以及附加的优点是没有滚珠和保持器动力学问题。其寿命可期望为10,000小时或更长,概率分布亦接近于正态分布。材料的选择、清洁、光洁度和润滑油的改善都可以期望来增加寿命并减小元件与元件之间期望寿命的离散度。然而,现在的工艺水平还不能预言某一个给定的气浮轴承是长寿命的还是短寿命的。

和滚珠轴承相似,“变坏”率是受运行温度影响的。

2.3 力矩器的特性

力矩器被用来执行各种各样的任务。对于框架系统,力矩器被用来满足测试目的的需要、用在发射前建立所期望的惯性参考基准、用于框架或平台组件在飞行中的重新对准、或用来对陀螺漂移项进行修正。对于装在弹体上的或所谓捷联式系统,陀螺力矩器被用于控制回路中,以使陀螺浮子维持在零位上。在此情况下,这个陀螺力矩器的输出,通过变换计算,