

钟 表 研 究

全国钟表工业科技情报站编

目 录

机械手表设计探讨

-上海市钟表研究所 周柏铭 (1)
- 薄型机械男表设计的研究
-上海第四手表厂 王长星 (29)
- 关于摆轮设计的优选问题
-天津大学 容光文 (41)
- 擒纵机构对振动周期和振幅的干扰
-上海大学 史美琪 编译 (54)
- 擒纵机构效率理论研究
-哈尔滨工业大学 牟景林 张冰奇 (96)
- 游丝侧向作用力及其对走时的影响
-天津大学 容光文 (106)
- 游丝工作圈数与卷进角最佳化的研究
-上海第四手表厂 王长星 (113)
- 关于手表游丝外端成形的理论计算
-上海第二手表厂 周 明
-南京航专力学研究所 杨慎耀 (123)
- 快爬式日历机构的运动分析
-哈尔滨手表厂 马崇山 (129)
- 槽形发条的设计计算
-哈尔滨工业大学 蔺敬贤
-哈尔滨船舶学院 张传礼 (135)
- 槽形发条最优化设计方法的研究
-哈尔滨工业大学 蔺敬贤
-哈尔滨船舶学院 张传礼 (146)
- 条盒、发条设计最佳化讨论
-上海手表厂 金人凯 平星海 (149)
- 电子手表中CMOS晶体振荡器的起振电压
-天津大学 何永江 宋光德 (157)
- 与AT板有相同频率温度特性的音叉型水晶振子
-北京市钟表工业公司 朱伟德 译 (166)
- 新型音叉水晶振子
-哈尔滨工业大学 蔺敬贤 译 (176)

音叉型压电振子	苏州钟表元件厂	蒋伟译	(189)
仪表圆弧齿轮传动计算	天津大学 部钟表研究所	圆弧齿形研究组	(195)
圆弧齿轮误差对传动性能影响的理论分析方法 及其允许误差的确定依据	轻工部钟表研究所	陈华亮 孙刚 赵燕玉 马葵林	哈尔滨工业大学 王文义 (219)
重叠系数为1的齿轮正确啮合的条件 ——兼论日本 I_p 齿形理论上的失误之处	烟台钟表研究所	马兴邦	(233)
钟表齿轮滚刀齿形的设计	国营宝成仪表厂	郭永	(241)
钟表齿轮滚刀齿形的算法	西安红旗手表厂	沈大桥	(255)
钟表齿轮滚刀齿形设计中的几个问题	轻工业部钟表研究所	孙刚	(264)
利用样板铣作图设计钟表滚刀齿形	重庆前卫仪表厂	欧阳志喜 编译	(268)
夹板孔组位置度标注及传动孔最佳位置度公差值的确定	哈尔滨工业大学	张新义	(276)
主夹板传动孔中心距极限偏差的计算与检验	轻工业部钟表研究所	肖兆权	(282)
提高夹板同轴度的工艺途径	上海手表厂	李静娟	(297)
夹板孔系座标位置测量中定位孔的合理选择	上海秒表厂	孙泽先	(301)
座标测量中仪器与视差影响的统计分析	哈尔滨工业大学	张新义	(309)

内 容 提 要

本书内容广泛。计有机械手表、擒纵机构、摆轮、游丝、发条、日历机构等的理论与设计方面的文章十二篇；电子钟表方面的文章四篇；圆弧齿轮传动方面的文章三篇；钟表齿轮滚刀设计方面的文章四篇；夹板孔组位置度的标注、测量及如何提高夹板同轴度等方面的文章五篇。总共二十八篇，约四十余万字。这些文章既有理论性，又有实用性。是本行业内工程技术人员、技术工人、大专院校钟表、仪表专业师生一本很好的参考书。

机 械 手 表 设 计 探 讨

上海市钟表研究所 周柏铭

引言

机械手表设计工作在我国是有一定基础的，而如何使机械手表设计工作做得更加科学和更加合理是参与设计的工程技术人员共同努力的目标。把这些希望和要求，概括起来称为“最佳设计”。

在目前，如何来判断机械手表设计水平高低？机械手表的可靠性问题如何考虑？工作摆幅的计算？能量摆幅特性如何计算？摆轮—游丝系统的自由衰减特性如何计算？走时精度和综合指标如何从设计计算得到？而进一步探求机械手表设计的优化问题，寻求一个更加科学的方法，现代化的设计手表的手段，使机械手表设计水平提高一步。即便目前还达不到“最佳设计”，但是，有了一个明确的目标，科学的方法，现代化的手段，而使设计的结果接近于“最佳设计”。上述问题，正是大家所关心的问题。本文想就此作一些探讨。

严格来看，机械手表是一个复杂的日用精密仪器。又是为中国人民所使用的实

用工艺品。对它有着多方面的要求，如市场适应性，使用可靠性，走时准确性，走时的稳定性，制造的工艺性，装配工艺性，工程能力的协调性，品种系列性，厚度系列性，内、外观的视观性，实现的可行性，生产的自动化水平、成本、经济效益等等。设计工作，必须从不同的角度进行分析和综合，而使各方面的要求得到综合平衡。使各方面的性能达到最好效果，而向“最佳设计”的目标前进。这就需要各种专业人员的共同努力，也需要设计人员对各种专业知识有高度的综合能力和革新创造精神。

为了探讨机械手表设计优化，就不得不涉及到广泛的内容。但是，由于研究的深度和广度还不够，就只能对其中一些问题作一些初步探讨，以供参考。

§ 1 机械手表的可靠性

机械手表的各种使用性能中，最基本的要求是能正常运行。然后，才谈得上走

时的准确性以及其它附加机能才有实用价值。简而言之，一只表停了，就失去了基本使用价值。因此，可靠性问题，是其首要问题。在机械手表的设计过程中也应该放在首要的位置来解决。

机械手表的可靠性就是维持其正常使用功能的可能性， n_0 只手表在 t 时刻，可靠性 $R(t)$ 为：

$$R(t) = \frac{n}{n_0}$$

n_0 —手表的总数；

n —在时刻 t 仍能正常运行的手表。

所有的产品都存在可靠性问题，其失效情况对于时间轴的分布情况如图1—1。俗称浴盆曲线^{〔1〕}。

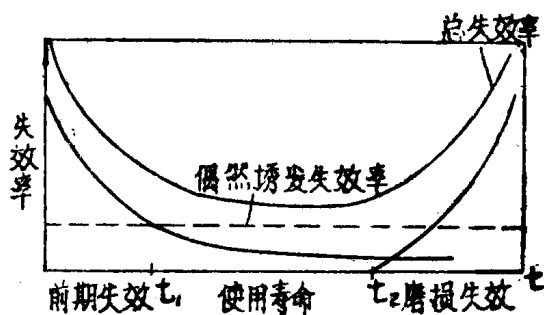


图1—1

由起始0点到 t_1 时刻，是产品初期使用阶段，可能出现高故障率。反映了产品设计、制造工艺、产品质量控制等方面的问题。设计者的任务是要从设计一开始就设法消除由于设计不当而造成的早期失效。

$t_1 \sim t_2$ 期间内，在规定的失效率以下，是在使用寿命范围内的正常使用段，出现的故障率比较低，而且平稳。是反映了产品本身的稳定性和各种随机的诱发因素的作用。设计者的任务是获得尽可能低的失效率。

t_2 时间之后，故障失效又急剧上升，

是由于老化、磨损、疲劳等累积效应，反映了产品的自然寿命终止。设计者的任务是在尽可能低的制造成本的基础上，满足产品的寿命要求。而出现故障后，要有较好的适修性；要使修理方便，修复性能好，修理费用低，修理时间短。当然如果产品不需要有修复性能，就可以不考虑适修性。

一、机械手表可靠性问题的特点

机械手表的可靠性在我国还研究得不够，据初步分析其可靠性的基本特点如下。

1. 机械手表是使用率很高的产品。正常使用时，是24小时连续运行，故对可靠性的要求比较高。而生产量又很大，如果早期失效率在1.0%以上，在生产和销售部门便产生强烈反应。然而，它是一个可修复系统。

2. 机械手表除了能正常运行外，而且要求走时准确性要在使用者要求的范围内。例如60秒/日或120秒/日。

3. 要求各种附加机构工作正常。

4. 要求外观装饰件不发生严重损坏和失效。

5. 机械手表中任何一个零、部件失效，都可能导致整机失效。从可靠性方面来讲，构成了串联型的可靠性系统。个别的零、部件失效只失去局部功能，具有并联型可靠性系统的一些特点。

根据可靠性的计算方法，串联型可靠性系统的总可靠性是各构成零、部件的可靠性的积（新表使用后，不经维修的可靠性）。〔2〕

$$R(t) = \prod_{i=1}^n R_i(t)$$

其不可靠度 $Q_i = \sum_{i=1}^n Q_i$, 近似为各

$$R(t) = \prod_{i=1}^{100} R_i(t)$$

零、部件不可靠度之和。 $Q_i = 1 - R(t)$

可以求得 $R_i(t) = 99.99\%$

由此, 可以导出一个基本结论, 即整个手表的零、部件总数越少, 总故障率越少, 可靠性越高; 每个零、部件的可靠性越高, 整机可靠性越高。

即要求每个零、部件的失效率在 0.01% 。

例如, 要求整个手表可靠性为 99% , 机械手表的零、部件总数在 100 个左右, $n \approx 100$ 。若以各零、部件的可靠性相等来看待 (即可靠性均匀分配。)

二、机械手表常见不可靠因素

$$R(t) = 99\%; n \approx 100$$

我国对机械手表完整的可靠性试验还比较缺少。这里引用瑞士钟表协会 BEUCHAT 领导小组从 1970 年开始对 1000 只成品手表作可靠性试验的结果^[3]。如下表。

项 目	被试表的检查时间(小时)							
	4400	7800	13300	18800	22300	27300	30400	34800
1. 螺钉松或断引起停表	44	21	24	14	4	10	3	3
2. 其他原因停表	10	9	14	8	1	3	1	1
3. 原动系故障	14	20	54	15	4	7	3	0
4. 游丝变形	7	7	13	6	1	0	1	0
5. 摆幅下降	2	9	25	8	0	2	3	3
6. 走慢 (超60秒/日)	49	56	65	43	28	31	14	15
7. 自动上条部份故障	8	27	25	17	6	9	6	4
8. 其他 (走快、走慢、针松、环等)	8	5	22	13	14	19	14	12
合 计	142	134	242	124	58	81	45	38

从试验的结果来看, 机械手表的可靠性是很值得研究的。

89只, 占总数的 8.9% 。

半年内有 14.2% 的被试表失效。

3) 原动系出故障: 一年半内有 68 只, 占总数的 3.8% 。

一年内有 27.6% 的被试表失效。

4) 自动上条系故障: 一年半内有 60 只, 占总数的 6.0% 。

一年半内有 51.8% 的被试表失效。

而其中四项占总失效的 73% 。

为了提高机械手表的可靠性, 必须对几个主要因素在设计过程中采取措施, 加以逐一妥善处理。而从设计开始实施可靠性计划, 将可以取得最好的经济效果^[1]。

1) 走慢: 一年半内有 150 只, 占总数的 15% 。

2) 螺钉松或断造成的停表: 一年半内有

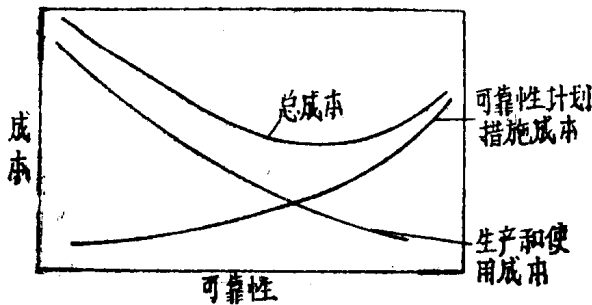


图 1—2

图 1—2 中可以显示出，采取必要的措施，在可靠性和成本之间可以取得最优的经济效益。

三、解决机械手表可靠性问题的探讨

在新的机械手表设计中如何解决可靠性问题？从原则上来讲，可以根据零、部件不同的失效机理采取不同的技术措施来提高可靠性。

由于机械手表已经有很多产品，因此，在解决所遇到的可靠性问题时可以找到一些借鉴的成功经验。

一个新产品设计总是在原有基础上加以发展。在新产品设计过程中就应该认真总结各种老产品的经验。把大量生产中已经证明可靠性高的结构、零、部件，部份经验数据用于新设计中，而对老产品存在的问题进行改进。并且在此基础上创造出一些新结构，但新结构应该进行必要的工艺试验和可靠性试验，满足了可靠性要求后才能大量采用。设计中采用的标准件多，标准化系数高，通用件比例大，则设计的总可靠性可以预计高一些。

在参加几次手表设计过程中，为解决某些手表可靠性问题做了一些工作，现在看来还有一定的参考价值，如：

为解决拉档螺丝松动和压簧片断的问题，在吸取国外有关的样机，ST5 和

BS 2 的生产经验，采用了使拉档压簧和拉档轴压簧合为一件的压簧式拉档结构，设计时增加了工作长度，减薄了压簧厚度。采用非对称根部 R 圆弧，减少了应力集中，使压簧片断的问题得到了解决。在压簧的造形上，使压簧始终能和杠杆的中间部位相接触，解决了离合轮翻身问题，提高了装配的可靠性^[4]。

棘爪和棘爪簧在设计中也是经常碰到麻烦的问题，棘爪簧的可靠性比较低。后来设计了圆形无簧棘爪，经过宝石花数百万只表的考验，证明其工作是可靠的。在设计后，曾做了初样，作了“20年的加速模拟”试验，试验证明可靠性是高的，但上条时偏重，有待进一步改进。

在自动机构的设计过程中，经历过双向—单向—双向自动上弦机构的研制工作。在单向自动机构的研制过程中，止逆簧很容易失效。并在各类自动机构分析中，对带有尖齿、尖爪、止逆簧之类机构都比较容易失效。而且一般认为自动机构的寿命只有机心寿命一半左右。因此，自动机构应采用可靠性特别高的机构，来保证工作可靠性。

在机械手表设计过程中，为了解决常见引起不可靠的因素，必须采用相应的技术措施提高整机可靠性。

1. 为了解决走慢现象，可以采取以下一些技术措施：

(1) 采用尽可能大的摆轮转动惯量，以取得尽可能高的摆轮——游丝系统的品质因数，减少各种外因变化引起的走时波动。同样也减少了擒纵机构对走时影响。

(2) 采用比较适合原动系的最大输出力矩，尽可能降低最大输出力矩，减少原动系的故障率，减少零、部件的磨损，以提高整机运行稳定性。

(3) 尽可能增加轴齿齿数，并选择合

理的齿形参数，提高齿轮啮合付的传动啮合特性，提高平均传动效率，减少齿轮的磨损，减少啮合面的发黑现象。

(4) 选用恰当的摆轮结构尺寸和材料，减少摆轮的变形因素，以减少由变形造成的附加转动惯量使表机走慢因素。

(5) 正确设计摆轮—游丝系统的等时性，使系统在小摆幅时具有一定的走快补偿性能，以弥补日后走慢的影响。

(6) 使用合理的游丝应力，使用应力应该大大低于弹性极限应力。使游丝刚度稳定，弹性模量变化小一些。

(7) 根据目前的润滑水平，采用合理的振动节拍。

(8) 采用适用的防油扩散处理和润滑油，维持良好的润滑。

(9) 保证机心装配的清洁度。

(10) 外观件应具有良好的密封性能，减少外因影响。

2. 为减少螺钉断和螺钉松造成的停表，设计中应采用尽可能大的螺丝和螺钉头结构尺寸。有足够的工作螺纹长度。尽可能减少螺钉数量。工艺中应控制上紧力矩。

3. 为解决原动系故障可采取如下措施：

(1) 降低发条的最大上条力矩和使用力矩。避免外钩脱焊、上条系结构件损坏、条盒轮开裂、断齿等问题发生。

(2) 采用合理的条轴半径与厚度的比值，以避免内钩断裂。

$$K = \frac{r}{e} \quad k > 10;$$

r —条轴半径； e —发条厚度。

4. 为提高自动上弦机构的可靠性，应注意以下问题：

(1) 要选用可靠性好的自动机构。尽量避免使用尖点、尖爪和簧类零件，因为

此类零件容易失效。

(2) 在维持足够的上条速度时，应尽量采用比较轻的重锤，并应使重锤部件具有良好的抗震性能。

(3) 设计合理的付发条结构。保持发条和条盒轮内壁良好的接触，良好的润滑状态和稳定的打滑力矩，以减少条盒的磨损，提高其使用寿命和工作可靠性。

同样，日历、月历和快拨机构都应该采用结构上可靠性好的机构。避免由于附加机构而使整机可靠性大幅度下降。

在机心向薄而小的方面发展时，对结构件减薄和间隙的缩小，应该根据材料、工艺水平取慎重方式进行。

夹板、秒轮片、三轮片等结构件的薄型化和材料有很密切的关系。选用合适的材料和加工工艺，使结构件有足够的强度和设计中所允许的变形范围内，选用0.15mm以下的轮片，使用现采用的59或63铅黄铜就比较困难。要从使用新材料上找办法。

要减少传动件之间的间隙值，要和工艺水平相适应。Z1型手表的传动件平均间隙为0.22mm，是适应工艺要求比较低的生产状况，实践证明该机心即便零件质量稍有一点毛病，仍可正常工作。但随着薄型化的要求，间隙值必须作适当的压缩。大量生产证明0.22mm间隙可以作一些压缩。参照国外大量生产机心的间隙值在0.14—0.16mm。国内也有一些动件间隙值比0.14mm还要小一些。在薄型表设计时取0.15mm值是可行的，通过实践证明0.15mm间隙下，还是能保证整机可靠性。

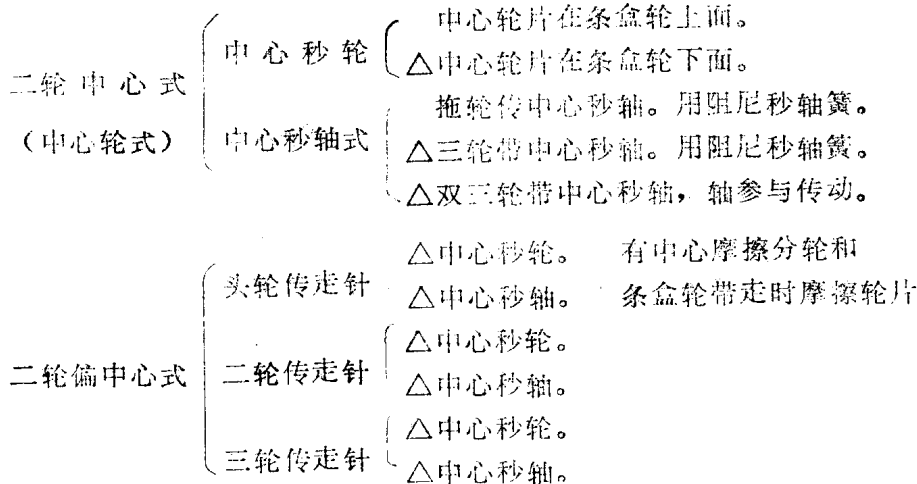
在设计过程还应该进一步调查现有产品的可靠性状况，制定出整机可靠性指标和各部份可靠性指标的分配，以便设计时参考。

在充分考虑了全局可靠性问题之后，

可以进入整机方案对比和整机的设计工作，并在设计中进一步实现可靠性要求。

§ 2 长秒针机械手表的传动结构的比较

长秒针机械手表的传动结构中,时针、



注：1.中心秒轴还可以分两类

① 三轮带中心秒轴，用阻尼秒轴簧；

② 双三轮带中心秒轴；

2.带△的是仍然有较多机心采用。

一、直接传动形式

二轮中心的中心秒轮式，又称为直接传动形式。出现于1945年左右。使用得比较广泛。由最早的拖轮式长三针发展而来，使机心的轴向利用率提高。小夹板在同一平面，机心比较薄而美观，传动系统构成封闭系统，装配方便，受振动的影响小。

但是，这种结构也存在一些缺点。中心轮轴的中心孔加工困难，中心孔的光洁度不高，清洁度也差。中心部份要求主夹板中心孔、中夹板中心孔、上夹板中心孔、中心轴孔、秒轴杆都要和理论中心取得一致。实际上存在着误差，因此，秒轴

分针、秒针都处于整个传动的中心。主传动采用三级、四级、五级或六级传动。而大部分机械手表采用四级传动。

按照二轮和秒轮的位置可作如下分类：

的运动受到多环节的加工精度影响和中心轮轴的运动的影响。被俗称为“三孔不同心”问题。中心轮轴颈较粗，支承效率低。中心秒轴的阻力也较大，支承效率也较低。

中心部份的零件比较多，如中心轮、条盒轮、中夹板、秒轮、大钢轮、摆轮、擒纵叉等都发生径向交叉，因此，容易发生磨损现象。中心孔发生磨损后就难以修理。尤其是没有中心钻时中心部份又比较薄，容易磨损，修复难。

为了解决中心秒轮造成的结构局限性，发展了中心秒轴式。秒轮片不再在条盒轮上面，避免了条盒轮和秒轮磨损的可能性。条盒轮可以增厚，提高了机心轴向利用率。使用中心秒轴式就变成非封闭的传动结构。为了克服由于齿侧间隙造成的秒针抖动，增加了阻尼秒轴簧。增加了机心的能量消耗，秒簧压力调整也带来了一些麻烦。拨针时秒针有后退，振动时秒针

可能抖动。但是，使传动系统和走针系统分开来了，尤其在搞薄型机心时比较有利。在一些比较有名的产品中常见采用，如Ω、Rolex、精工表都采用过这类结构。

为了解决秒针抖动，有些机心采用双三轮传秒轴结构。这种结构，增加的零件较多，双三轮部件又不容易做好，“三孔不同心度”问题没有克服，传动中又增加了一对啮合，传动中主动三轮片要带动秒轴齿；秒轴齿又得带动被动三轮片，秒轴的受力状况要比以前更恶劣，因此总的能量损失比较大。这种机心从1950年左右出现，瑞士主要生产这种结构的F系列机心，现在已经停产。

但是，中心轮式有一个共同的问题，条盒轮直径的增大受到了限制。在高频手表发展后，条盒轮的输出能量更感不足，手表设计人员就从各种结构中发掘贮能体积，减少传动能量消耗，增加摆轮游丝系统实际可用能量。

为了满足不同设计的要求，就演变为各种各样的传动结构。但是，由于要求时轮和分轮在整个传动中心，因此，条盒轮的体积受到限制。

条盒轮的安排有两种方式：

一是轴向充分利用。轴向上只要保持时轮的足够厚度和足够的轴向间隙。条盒轮下平面离开表盘面的尺寸为 $0.35\sim 0.40\text{mm}$ 。这种方式，条盒轮底部比较薄为 $0.20\sim 0.25\text{mm}$ 。主夹板加工比较困难，变形比较大。增加日历机构时就难，无法利用基础机心内尺寸，日历加厚比较多。

二是径向充分利用。轴向条盒轮脱离分轮轴齿，条盒轮离开表盘面的尺寸约为 $0.60\sim 0.70\text{mm}$ 。而径向尺寸可以增大，根据分轮的结构尺寸不同，增加大小不同，一般能增大 0.50mm 左右。轴向厚

度将减少 $0.25\sim 0.30\text{mm}$ 。

哪种安排更加有利，要根据：机心直径、机心厚度、条盒轮的结构尺寸、分轮外径、时轮厚度、日历机构如何考虑等因素来作出决定。但在通常情况下，径向充分利用是比较有利的。

在分析中心长秒针的共同结构问题后，下面进一步分析偏二轮不同传走针的传动结构特点。

在同等的结构厚度和间隙条件下：对头轮传走针、二轮传走针、三轮传走针及三轮传走针的中心秒轴结构进行了对比分析。由对比结果可看出三轮传走针的平面利用率最高。中心秒轴式的传动结构是二轮传走针轴向利用率最高。采用中心秒轴式的轴向利用率更高。但各有长处和短处，现分别叙述如下。

二、偏二轮——头轮传走针

这类传动结构也有多种排列方式。

(1)中心磨擦分轮式。条盒轮直接带动中心磨擦分轮。结构上采用轴向充分利用的方式。中心磨擦分轮和直接传动的中心轮轴的外径基本相近。条盒轮的径向利用率不高。但三轮片可以不占总厚度，轴向利用率比较高。但受到时轮厚度、主夹板条盒轮底部厚度的影响，不可能搞得太薄。否则主夹板制造困难。日历机构加厚也比较多。

(2)径向充分利用。由条盒轮带走针磨擦机构：有端面弹性磨擦机构，有径向弹性磨擦机构，此类磨擦机构结构尺寸比较大，制造上比较方便。这种结构条盒平面利用率比较高。由于三轮必须要和条盒轮脱离，因此摆轮的平面利用率就不容易提高。

这种结构的分针起动滞后比较大，一般结构都在20多秒。为减少起动滞后误

差，可以采用小侧隙或无侧隙结构的走针传动。这样，就带来制造的困难。这种结构在以往的经济表中采用比较多，市场声誉和市场适应性比较差。

三、偏二轮——二轮传走针

由二轮轴带磨擦走针机构称为二轮传走针。这种传动结构在径向和轴向都可以获得比较充分的利用。条盒的平面利用率和轴向利用率都比较高。在轴向充分利用时最薄。

但是这种结构二轮轴要参与拨针系统工作，只能安排在柄轴线附近。并且要满足走针系工作要求，条盒轮只能安排在第Ⅳ象限。三轮片要和条盒轮径向脱开，摆轮的径向尺寸就不容易得到充分利用。为了解决分针的起动滞后，在跨齿轴要采用浮动结构，并且安排了消除侧隙的簧。使机心增加了部份能量损失。由于条盒轮局限于第Ⅳ象限，自动机构安排也比较困难，小钢轮自动上条时大、小钢轮脱开的机构也比较复杂。

二轮上的磨擦小分轮制造和维修都比较困难，尤其在结构上进一步减薄，制造上更加困难。因此，在薄型和更薄型上采用就更困难。

由于二轮轴在柄轴中心线附近，因此，上条拨针系部份的平面空间比较紧张，丁字孔总长就比较短。

当轴向充分利用时，日历机构增厚较多。

四、偏二轮——三轮传走针

这种传动结构在世界上流行比较广泛。国内的钟表销售部门和修表师傅都认为比较好的机心。国内已经使用ETA 2390机心近20年，获得了一致好评。

这种结构比较简练。条盒轮只受秒轴

杆和装配直径限制。条盒的平面利用率比较高。摆轮直径不像二轮传动结构受三轮位置限制，也可以安排得大一些。因此，总的机心的平面利用率比较高。支承的位置和轴颈也比较细，支承效率也比较高。

由于三轮轴的角度比头轮和二轮高，分轮片的齿数也较多，因此齿侧间隙的影响比较小，分针的起动滞后在正常的情况下约5~6秒，可不必另外增加一些技术措施来解决分针起动滞后。这种结构内，三轮轴齿：一是担负起主传动作用；另一方面要带动走针系。在三轮轴的轴齿设计和分轮片的齿形设计上要多加注意。使三轮轴上的二个啮合付都能保持良好的啮合特性，以满足两方面的要求。

但是，和二轮传走针的结构相比，增加了一个分轮片，并且进入总厚的尺寸环节，约增加0.10mm左右。

这种结构的机心，大钢轮可以安排在第Ⅰ象限。在增加自动机构时，小钢轮可以搞浮动的自动上条解脱机构。

在条盒轮下面还有分轮片、分轮、时轮。主夹板的条盒底部厚度为0.60~0.70mm。在增加日历机构时，还可以利用主夹板的表盘面空间。对安排日历机构比较有利。

这种结构在轴向充分利用上不如头轮和二轮传走针。主夹板必须有三轮轴齿和分轮片的槽，发生透槽，夹板强度下降、加工毛刺增加。摆轮和条盒轮的槽约150°左右，在设计时也要特别注意，尽量减少夹板变形。磨擦分轮片的制造技术要进一步加以研究，并在生产中加以完善和提高。

五、偏二轮——三轮传走针 ——中心秒轴式

在偏二轮——三轮传走针的传动结构基础上，将中心秒轮式改变为中心秒轴式，

将进一步减薄机心厚度。将秒轮片由中心位置移到四轮轴位置。机心可以减少一个秒轮片厚度和一个动件间隙。增加了秒轴、秒轴簧和传动钻，增加了一些制造成本和装配调整的难度。但这种表主动更加有利。使薄型机心和二针机心（安排得更为合理，还可以增加一种短秒针机心），这种结构为电子表开发创造了有利条件。对安排厚度系列化机心比较有利。

六、机心传动结构的评价

机械手表有各种各样的传动结构，如何来评价这些结构，在钟表界一直存在着不同的看法。而随时间的推移，看法也在不断发生变化。要正确评价这些结构是一个困难的问题。下面想探讨一下评价的观点和方法。

一种新设计的手表是为提供给生产厂生产出手表，以满足市场的需要。该产品必须具有良好的性能才可能被生产单位、销售部门、修表师傅和消费者所接受。

这些性能可以列述如下：

1. 可靠性：维持正常使用功能的可能性。
2. 准确性：走时的精确程度。
3. 稳定性：维持准确运行的能力。
4. 生产工艺性：零、部件加工的难易程度。零、部件种数、通用化系数、标准化系数、采用大生产工艺程度、生产自动化水平、高难度工艺的多少来决定。
5. 装配工艺性：装拆性能、互换性程度、一次合格率、适修性、可检查性、可观察性等来衡量。
6. 品种系列性：能否比较顺利组成各品种、构成品种系列化的可能性。生产厂能否顺利组织多品种生产。
7. 厚度系列性：随着市场和生产水平的发展，机心进一步减薄的可能性如

何？要为长远目标创造有利条件。

8. 视观性：机心尺寸能否获得较好的外观造型？打开表机能否给使用者和修表师傅以良好的机心质量的形象：机心美观，制造精致。

9. 市场适应性：新设计的机心，能否适应目前的修理水平？能否得到修表师傅欢迎？销售部门是否满意？市场上有多大的需求量？有没有很强的市场竞争能力？外贸市场是否适销对路，能否挤得出去？一系列市场问题，在我们还缺乏科学而正确的市场预测以前，设计者对市场前景应有一个估计。

10. 可行性：一个设计，最后都要付诸实现。必须要适应目前的现实状态。在目前水平上作适当的提高，并且是可能实现的目标。生产厂较容易接受，可行性比较大。另一方面新产品和老产品相比要有明显的优越性，生产厂才愿意生产。凡是能和长远发展方向一致的产品就容易行得通。

除这十个性能以外，还可能列举出一些其他要求。这些要求在未正确量化以前，可以采用对比方式。以某一机心为基础，进行深入分析后，由行家们逐项加以评价。由总分或加权数的总分对各种机心作出综合评价，作为选用某一设计方案的依据。

机心传动结构的对比、选择、评价也将随着客观生产水平而发生推移。

§ 3 机械手表走时性能逐级优化设计的探讨〔6〕

机械手表的设计，仅能在小于 3 cm^3 的有限空间内要正确安置 100 多个零件，使其均匀、有节奏、稳定运行、组成一个相对精度达万分之一以上的高精度计时仪

器并非易事。要设计得好就更难。

众所周知，机械手表是依靠摆轮——游丝系统的振荡运动来计量时间。必须供应足够的能量来维持其运动。振荡系统能得到的消耗功率越大，振荡系统的品质因素就越高，机心的走时越准确。因此，单位体积的品质因数越高，机心的设计—制造水平也越高〔7〕。本节将从能量—效率的观点出发，通过逐级优化的方法向设计的最佳化方向作一些努力，即便达不到最佳化，也设法接近最佳化。

当机心的装配直径决定以后，要慎重地进行结构选择，以取得尽可能大的条盒轮有效直径和足够大的摆轮尺寸。根据许用的最大发条力矩，走时延续性能，由合理的摆轮直径所需功率，计算出总传动比和所需的发条宽度。进而由所用材料和加工水平决定最薄的结构厚度，由工艺水平决定最小的动件间隙，并由此来决定整个机械手表的合理厚度。

由摆轮的平均直径和工艺水平决定摆轮的结构尺寸；由摆轮的几何参数求出振荡系统的自由衰减的物理特性；计算出能量—摆幅特性；由能量平衡方程可进一步核算最合理的摆轮尺寸。

由总传动比和传动结构，进一步确定各级传动比。安排出传动支承位置，计算出各支承效率。选用合理的齿形参数，以获得良好的齿轮传动特性。

由摆轮的直径，选用合理的擒纵机构主要参数，并进一步设计擒纵机构参数。使擒纵机构不仅有较高的静态效率，并且具有较高的动态效率。工作可靠，容差性能好，自动起振性能好的擒纵机构系统。

由此，可以确定摆轮—游丝系统消耗功率值。并由能量平衡方程决定满弦和24小时后的振幅值。决定机心的工作摆幅区间。

根据摆轮的几何尺寸和工作摆幅区间。可以进而计算摆轮转动惯量，决定游丝刚度。进一步设计合理的游丝参数，使整个表获得较好的走时性能。

然后，可以调整某些参数，进一步完善设计。

下面，就逐一讨论有关问题。

一、频率选择

在新表机设计中，如何确定振荡系统的频率？应该根据走时精度要求，能量消耗多少，走时稳定性要求和现在所具有的技术水平来决定。

提高摆轮游丝系统的振荡频率给设计带来如下好处：

1. 在一定的供能条件下，提高频率，可提高振荡系统的品质因数，还可以提高走时精度以获得较高的走时精度。见图3-1〔8〕。

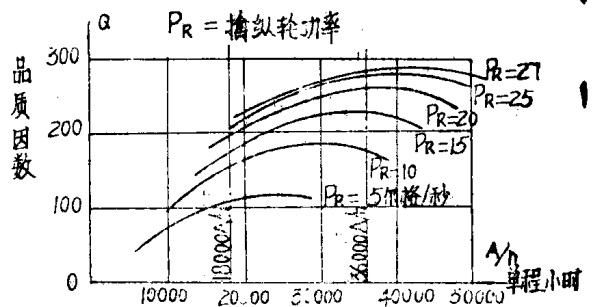


图 3—1

2. 外扰力矩的影响缩小。
3. 摆幅的平立差将缩小。
4. 不同位置的转换其过渡过程将缩短。
5. 动态精度和静态精度更趋一致。
6. 摆轮尺寸相应要减少一些。工艺性和抗震性得到改善。
7. 游丝刚度增大。装拆时不易产生游丝变形，有利于装配和修理。

根据A. SIMONT—VERMOT 的试验结果^[5]：

频率提高一倍，位差将减少5/6；摆幅平立差将缩小2/3；频率分散度将减少1/2。消耗的功率要增加3.5~4.0倍。

提高摆轮游丝系统的振荡频率给设计

$$P_B = \frac{8\pi}{T_0} \cdot K_0 \cdot f \cdot r \cdot g \cdot \gamma \cdot s \cdot h \cdot R_m \phi_0 + \frac{2\pi^2}{T_0^2} K_1 \cdot (s+h) R_m^3 \phi_0^2 + \frac{32\pi^2}{3T_0^3} \cdot K_2 \cdot (s+h) R_m^4 \phi_0^3 \quad (3-1)$$

式中 T_0 ——周期；

f ——等效摩擦系数；

r ——摆轴半径；

g ——重力加速度；

γ ——摆轮的材料密度；

K_0 ——重量系数。因为要考虑摆环之外其他重量的影响引入了重量系数。

$K_0 = \text{摆轮部件重量} / \text{摆环重量}$ ；

K_1 ——一次项摩擦项系数， $K_1 = 5.5 \times 10^{-2}$ （达因·秒/弧度·厘米²）；

K_2 ——二次项摩擦项系数， $K_2 = 3 \times 10^{-4}$ （达因·秒²/弧度²·厘米⁴）。

从式(3-1)中可以看出，振荡频率提高一倍，即 T_0 减少一倍。常摩擦的消耗功率增加到原来的两倍。一次摩擦项的消耗功率增加到原来的四倍。二次摩擦项的消耗功率增加到原来的八倍。具体增加多少，由摆轮等有关参数决定。大致上增加四倍左右。

2. 擒纵机构的润滑问题。由于频率提高，擒纵机构的润滑问题更加困难，将直接影响走时的稳定性。28800 节拍/每小时，有不少厂做过试验，开始的调整走时精度是比较高，但是走了不长时间走时变化就比较大。润滑是其中一个很重要的因素。要想采用更高振荡频率，必须解决润滑问题。

3. 由于摆轮缩小，相应的擒纵机构

带来的问题：

1. 摆轮的功率消耗增大，要求供应的功率也要增大。在有限的机心体积里，就被迫减少摆轮直径和转动惯量或减少走时延续性来满足所需功率。

摆轮的消耗功率方程如下^[5]

s ——摆轮轮缘宽度；

h ——摆轮轮缘厚度；

R_m ——摆轮轮缘的平均半径；

ϕ_0 ——摆轮的摆幅；

尺寸也将缩小。尤其要采用20齿或21齿的擒纵机构，其加工精度要求提高，也有一定的工艺难度。

在选用使用振荡频率时必须兼顾各种因素，甚至于象修表的校表仪的适应性，经过慎重考虑后加以选定。

二、合理的机心厚度

如何合理地确定机心厚度，是求得机心体积充分利用的一个重要环节。

当决定了机心的装配直径后，例如 $\phi 25.60\text{mm}$ 中心秒针圆形机心。首先要设法取得最大的条盒有效直径，要选用合理的径向间隙，短齿的条盒齿形等，初步可以得到许用的条盒轮齿顶圆为 $\phi 12.50\text{mm}$ ，条盒的有效外径为 $\phi 11.70\text{mm}$ ，条

注：在测定 K_1 、 K_2 的试验中，摆轮是单向旋转、不带游丝、无限空间所测试结果。手表的情况不同，有可能要增大。

盒的有效半径为 $\phi 11.00\text{mm}$ 。

同时，经过初步安排后，考虑到足够的径向间隙和系列化后，摆轮的可用外径为 $\phi 11.50\text{mm}$ 。

为了使手上条不太紧，上条系可靠性比较高，原动系输出的最大工作力矩小于 $850\text{g}\cdot\text{mm}$ 。为了改善机心的等时性和满足生产过程中对成品校验的需要，走时延续性要超过48小时。根据这些条件可以计算出必须的发条宽度，然后根据机心的结构，各结构件的厚度和动件之间必要的间隙，确定整机厚度。

首先根据摆轮的功耗方程(3-1)，求出 $\phi 11.50\text{mm}$ 摆轮获得最高品质因数的能耗条件。由此可以计算得到所需功耗^[10]。由附录三的表2-4-5得到24小时后立面平均摆幅 220° 时Q值极大值为：(表略)

1. $R_M \approx 5.5$ (和 $\phi 11.50$ 一致) 时：
 $P = 5.6$ 时， $Q = 238$ 。

且由满弦平面、满弦立面、24小时的平面都可以求得采用其功耗和摆轮直径的关系。由同一发条所对应摆轮直径尺寸都较小，当摆轮取 $\phi 11.50\text{mm}$ 时，在中幅时是较合理消耗。在高幅时，减少了摆幅的平立差和落差。

由24小时后的功率为5.6 尔格/秒和估计发条落差为16% 计算得满弦时功率

$$P_{B0} = 5.6 \times \frac{1}{(1 - 16\%)} = 6.667 \text{ 尔格/秒}$$

在估算中取擒纵机构动态效率。

$\eta_c = 32\%$ 。

$$\text{擒纵轮的功率 } P_R = \frac{P_{B0}}{\eta_c} = 20.83 \text{ 尔格}$$

/秒 (3-2)

当用21600节拍/小时，即振荡频率 $f_{os} = 3$ 时。

每摆动一次，擒纵轮过一个齿的消耗能量：

$$\Delta W_R = \frac{P_R}{f_{os}} = 20.83 / 3 = 6.9444$$

尔格/次 (3-3)

由发条输出力矩来计算擒纵轮每过一齿能量。

$$\Delta W_R = \alpha \cdot M_0 \cdot \eta_r \cdot g \quad (3-4)$$

$$\text{式中 } \alpha = 2\pi / Z \cdot \frac{1}{i} \quad (3-5)$$

α ——擒纵轮转过一齿相应的条盒轮的转角；

Z ——擒纵轮的齿数；

i ——传动系总传动比；

M_0 ——满弦时发条输出力矩；

η_r ——传动系统的总效率；

$$i = \frac{2\pi}{Z} M_0 \cdot \eta_r \cdot g \cdot \frac{1}{\Delta W_R}$$

当 $Z = 15$ ； $M_0 = 83\text{g}\cdot\text{cm}$

$\eta_r = 0.81$ (估计值) $g = 980\text{cm}^2/\text{秒}$

$$i = \frac{2\pi}{15} \times 83 \times 0.81 \times 980 \times \frac{1}{6.9444}$$

$$= 3974.139$$

通过对传动系安排得到相近传动比：

$$i = \frac{87}{16} \times \frac{67}{11} \times \frac{80}{8} \times \frac{96}{8} = 3974.318$$

由选用 $f_{os} = 3$ ， $Z = 15$ 。擒纵轮至时轮的传动比为720。条盒轮每转一圈的走时时间： $3974.318 / 720 = 5.5198 \approx 5.52$ 小时/每圈。

根据设计要求走时延续性要超过48小时，设计的走时延续性就应该超过50小时。(有部份发条走不完)。

发条的有效工作圈数 $N = 50 / 5.52 \approx 9.05$ 。

发条的设计工作圈数 $N' = N / K_n$ 。

K_n —有效工作系数，一般可选 $K_n=0.90$ 。
 $N'=10.185$

$K = \frac{r}{e}$ ； r ——条轴半径； e ——发条厚度。
 度。

由手表发条计算参考资料的表 1-2 中⁽¹⁾

$K=11$ ， $\sigma_{max}=290\text{Kg/mm}^2$ （即 $K \cdot \sigma_0$ 值）。

$N'=10$ 时 $e'=0.0215991$ $C_{max}=22.5485$ $L_0=72.735$ $N=8.69565$

$N'=11$ 时 $e'=0.0204313$ $C_{max}=20.1762$ $L_0=77.376$ $N=9.56$

取两者的平均值 $e'=0.0210$ ；由结构决定条盒有效内半径 $R_{内}=5.5\text{mm}$ ；

实际可用发条厚度为 $e=0.0210 \times 5.5=0.115\text{mm}$ ；

使用 0.115 毫米的发条厚度，在半径为 5.5mm ，实际工作圈数为 9.1278 圈。由此来决定所需的发条宽度。

由 $M_0 = \frac{e^2 \cdot b}{6} \cdot (K\sigma_0)$ ， b —发条宽度； $M_0=830\text{g} \cdot \text{mm}$ 。

$$b = \frac{M_0 \times 6}{(K\sigma_0) \cdot e^2} = \frac{830 \times 6}{(0.115)^2 \times 290 \times 10^3} = 1.29554 \approx 1.30\text{mm}.$$

至此，已经决定了发条的主要尺寸。

决定了发条宽度以后，可以根据条盒的结构厚度，轮片和夹板结构厚度，必要的动件间间隙和选定的传动结构形式来决定机心的合理厚度。

三、摆轮游丝系统的自由衰减特性计算

当决定了摆轮的几何参数之后可以从能量消耗方程计算出摆轮游丝系统的自由衰减特性。在计算前先来计算等效的常摩擦系数值。

(一) 摆轴水平位置的等效常摩擦系数

当摆轴处于水平位置，摆轴在运动时，由平衡位置起先经历一段滚上运动，然后再进入滑动磨擦，见图3-2。

在滚上运动过程中，轴颈的磨擦力矩
 $M_{磨} = N \cdot f \cdot r = P \cos \psi \cdot r \cdot f$

式中 P ——摆轮部件的重量； (3-7)

r ——摆轴半径；

f ——干摩擦系数。

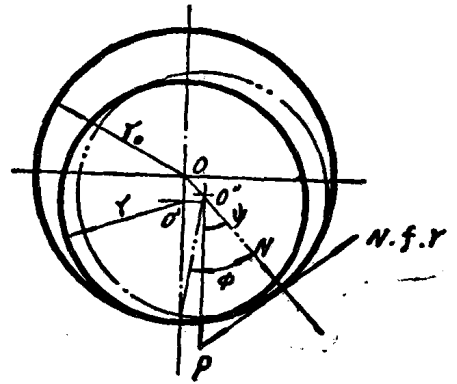


图 3-2

重量产生的反力矩， $M_{反} = P\psi \cdot \sin \psi \cdot r$ 。

当 $M_{反} = M_{磨}$ ，摆轴由滚动摩擦转变为滑动摩擦，达到最大滚动角 ψ_{max} 。

$$\psi_{max} = \text{tg}^{-1} f$$

相对于 ψ_{max} 的摆轮转角 ϕ_{max} ，其滚动弧长相同，可得：

$$r \cdot \phi_{max} = r_0 \cdot \psi_{max}$$

式中 r_0 ——宝石轴承孔径。

$$\phi_{max} = \frac{r_0}{r} \psi_{max} \quad (3-8)$$

根据不同的摩擦系数 f 可以计算得不同 ψ_{max} 值见表 3-1。

表 3-1

f	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20
ψ_{max}	7.97°	8.53°	9.09°	9.65°	10.28	10.75°	11.31°

当摆轴处于滚动时，滚动摩擦系数很小，和滑动摩擦系数相比可以近似为零，其摩擦系数的变化情况如图 3-3。

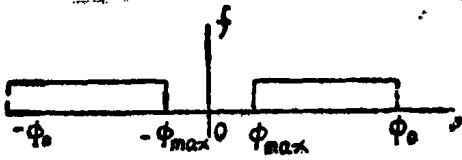


图 3-3

在 0 至 $\pm \phi_{max}$ 范围内， $f \approx 0$ 。

在 $\phi_{max} \sim \phi_0 - \phi_{max} \sim -\phi_0$ 范围内为 f 值。在 $0 \sim \phi_0$ 范围内的水平位置，等效常摩擦系数 \bar{f}_\perp

$$\bar{f}_\perp = (\phi_0 - \phi_{max})f / \phi_0 \quad (3-9)$$

当 $f = 0.14$, $r_0 = 0.051$ 毫米, $r = 0.041$ 毫米, ϕ_0 由 $320^\circ \sim 60^\circ$ 范围内: 其 \bar{f}_\perp 值见表 3-2。

表 3-2

ϕ_0	\bar{f}_\perp	ϕ_0	\bar{f}_\perp	ϕ_0	\bar{f}_\perp	ϕ_0	\bar{f}_\perp
320	0.135663	240	0.134217	160	0.131325	80	0.122651
310	0.135523	230	0.133965	150	0.130747	70	0.120172
300	0.135374	220	0.133691	140	0.130086	60	0.116868
290	0.135214	210	0.133391	130	0.129323		
280	0.135043	200	0.13306	120	0.128434		
270	0.134859	190	0.132695	110	0.127382		
260	0.134662	180	0.132289	100	0.126121		
250	0.134448	170	0.131836	90	0.124578		

(二) 摆轴垂直位置的等效常摩擦系数

当摆轴是用平头串光时，在工作状态如图 3-4。

若摆轮部件重量为 p ，则支承面的压强：

$$\sigma = p / \pi r_1^2$$

在 r' 半径上的 dr' 增量范围内，其微面积 $ds = 2\pi r' \cdot dr'$ ，其相应的压力：

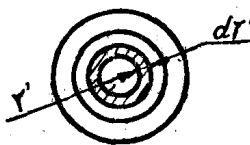
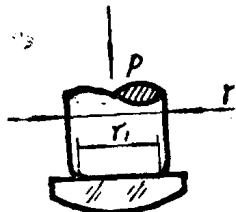


图 3-4

$$dF = \sigma \cdot ds = \frac{p}{\pi r_1^2} \cdot 2\pi r' \cdot dr'$$

$$= \frac{2p}{r_1^2} \cdot r' \cdot dr'$$

在 ds 面积上的摩擦力矩：

$$dM = dF \cdot r' \cdot f = \frac{2p}{r_1^2} \cdot r' \cdot dr' \cdot$$

$$r' \cdot f = \frac{2p}{r_1^2} \cdot fr'^2 dr'$$

$$\text{总摩擦力矩} \cdot M = \frac{2pf}{r_1^2} \int_0^{r_1} r^2 \cdot dr'$$

$$= \frac{2}{3} \cdot p \cdot f \cdot r_1 \quad (3-10)$$