

〈制冷技术〉

## 波纹管型自调式制冷器设计研究

王三煜

(中国空空导弹研究院, 河南 洛阳 471009)

**摘要:** 对波纹管型自调式制冷器的设计技术进行了研究, 并针对制冷器出现的流量稳定性问题, 提出关闭预紧力的设计构想。即认为制冷流量变化必然是由于针阀开度变化引起, 而针阀开度变化则是由于调节器受力关系发生变化造成的, 若在制冷器的设计中预留一当量预紧力, 即可望解决制冷器的稳定性问题; 即总的思路来讲, 以力的变化换取当量位移的变化, 从而实现针阀开度的不变, 并最终实现制冷流量的稳定。

**关键词:** 制冷器; 节流阀; 波纹管; 研究

**中图分类号:** TB65

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1001-8891(2006)11-0651-05

## Research on Self-regulated Cryocoolers with Bellows

WANG San-yu

(China Airborne Missile Academy, Luoyang Henan 471009, China)

**Abstract:** A technical design on self-regulated cryocoolers with bellows was proposed. Regarding the stability of cryocooler, a new idea of improving the close force of valve was discussed. It is considered that flux change is resulted from the fluxion area change of valve, and the fluxion area change of valve is resulted from the force change of regulator. If a close force of valve is preset, the close force change of valve is equivalent to the fluxion area change of valve. Then the stability of cryocooler can be improved.

**Key words:** cryocoolers; J-T valve; bellows; research

### 引言

微型节流制冷机的研制始于上世纪 50 年代, 它利用高压气体的节流降温效应, 来实现对被冷却单元的制冷。根据使用方式与控制机理的不同, 微型节流制冷器通常分为自调式与快速启动式两大类, 而自调式制冷器通常采用波纹管作为调节控制元件。

关于波纹管式制冷器, 有许多文献进行了研究报道, 但大多是从热力学的角度进行研究分析; 作者根据多年来的应用研究, 特别是针对波纹管式制冷器常见的稳定性问题, 从力学的角度进行了尝试分析, 希望能够抛砖引玉, 在制冷器的设计技术方面寻求新的技术突破。

### 1 制冷器的工作机理及工作模式探讨

#### 1.1 制冷器的工作机理

图 1 为前置、后充型单波制冷器的示意图。

常温下, 波纹管调节器内充以一定压力的气体, 制冷器针阀机构处于开启状态, 制冷降温时, 随着温度的降低, 调节器波纹管气体压力下降, 从而带动阀针向阀座上的节流孔运动, 藉此调节针阀的开度, 实现制冷流量的自动调节。显然, 制冷器的工作状态完全受波纹管的工作状态约束。

#### 1.2 工作模式探讨

自调式制冷器, 按照传统意义上的理解, 应该是能够实现制冷温度、制冷流量及制冷功率自动调节的制冷器, 即随着被冷组件温度的波动而响应, 是一种自适应调节。而多年的实践研究表明, 实际上, 从宏观上看, 制冷器的工作状态是双位式的, 即启动前为一种工作状态; 而启动后, 在要求的制冷温度下, 制冷器以略高于实际需要有效负载 ( $W_0$ ) 的制冷能力稳定工作。如图 2 所示。

收稿日期: 2006-06-24

作者简介: 王三煜 (1969 年—), 男, 华中科技大学制冷与低温技术专业毕业, 主要从事弹载节流制冷技术的研究与试验工作。

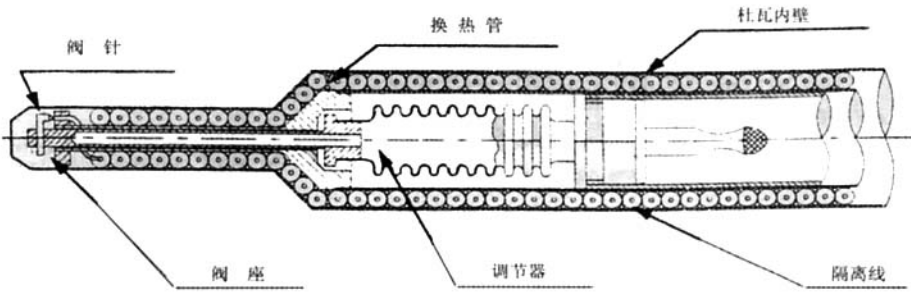


图1 波纹管调节式制冷器 Fig.1 Self-regulated cryocoolers

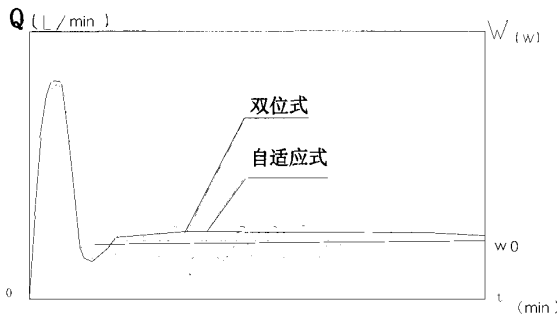


图2 制冷工作模式示意图 Fig.2 Sketch of working mode

图2中， $Q$ 为制冷介质流量， $W$ 为制冷功率， $t$ 为时间， $W_0$ 为需要有效负载。

从设计思路讲，这就说明存在两种模式，即一种为自适应调节式，另一种为双位式。前者具有较高的灵敏度，但产品存在温度波动的情况，且产品各零、部件性能发生变化时，制冷器性能易发生漂移，造成性能不稳定；而后的制冷功率浪费较大，但设计与装配上却得以简化。对于需要严格节省气体消耗量的系统，宜采用自适应调节式设计模式；对于不需要严格限制耗气量的系统，采用双位式设计，容易实现。

2 制冷器设计技术研究

2.1 热力分析

根据实际工作时制冷器处于双位工作的状态，因而分析时只需考虑两个状态即可，即初始状态及稳定后调节器的工作状态。

2.1.1 启动阶段

当常温时，调节器充气压力较低，气体可看作理想气体，符合理想气体方程：

$$Pv=RT \tag{1}$$

式中： $P$ 为充气腔内气体压力； $v$ 为摩尔比容； $T$ 为气体温度； $R$ 为普适气体常数。

$\because P、T、R$ 相同  $\therefore v$ 相等  
即同一只产品，若采用不同充气介质时，同样条

件下，所充气体的摩尔比容相同，当然，气体的摩尔数也相同，即气体分子数相同。

考虑到启动的初始阶段，时间较短，调节器位置相对靠后，调节器腔内温度比较高，因而仍可视作理想气体处理，当充气条件（压力）相同时，充气腔内不同介质对启动的影响差别不大。

2.1.2 稳态

启动的后半段，特别是当喷口出现液氮时，由于液氮浸没调节器，调节器充气腔与制冷腔间换热系数发生数量级的变化，使调节器充气腔内气体迅速降温，直至液化，这个阶段，属于瞬态过程，理论上非常复杂，而实际意义不大，可不予考虑，我们关心的是稳定后的状态。

稳态后，调节器腔内气体处于饱和状态，气体参数符合饱和气体状态方程，气体的压力与温度呈一一对应关系，如表1所示。

由表显见，稳态后，随着调节器内充气介质不同，温度不同，稳定后气体的压力也不同，则调节系统的实际受力关系也不同；以氩气代替氮气而言，设调节器平均温度为95 K，则制冷器稳定后两种介质调节器内压差 $\Delta P$ 约为3.26 bar。

2.1.3 充气压力探讨

设内、外波纹管刚度分别为 $K_1, K_2$ ，内波纹管等效内截面面积为 $S$ ，装调时传动杆至调节器外壳间预

留间隙为  $X_0$ ，波纹管伸长至  $X_0$  时气体压力为  $P_1$ 。

则波纹管伸长至装配台阶处有关系式：

$$(P_1-1)s=(K_1+K_2)X_0 \tag{2}$$

即：

$$P_1=(K_1+K_2)X_0/s+1 \tag{3}$$

$P_1$  的物理意义为：当制冷器启动时，若不计气流冲击力的影响，只要波纹管内部压力  $\geq P_1$ ，则启动阶段针阀即不发生动作，而制冷器以开位状态工作，据此，可推出调节器最低充气压力  $P_{\min}$ 。

设调节器漏率为  $K$ ，波纹管及传动感充气腔总容积为  $V$ ，设计寿命为  $t$ ，并设定系统在  $-60^\circ\text{C}$  下仍可启动（初态时，调节器不收缩），则存在关系式：

$$t=\left(P_{\min}-P_1\frac{293}{213}\right)*V/K \tag{4}$$

即：

$$P_{\min}=\frac{Kt}{V}+\frac{293}{213}P_1 \tag{5}$$

式(5)应成为调节器设计的指导性公式。

2.2 受力分析

调节器示意如图3所示。

图3中： $F_o$  为内、外波纹管弹力； $F_g$  为充气腔内、外气体对波纹管作用力； $F$  为喷嘴处气流对阀针的作用力； $f$  为关闭过程中摩擦力； $K_1$ 、 $K_2$  为波纹管弹性系数。

存在关系：

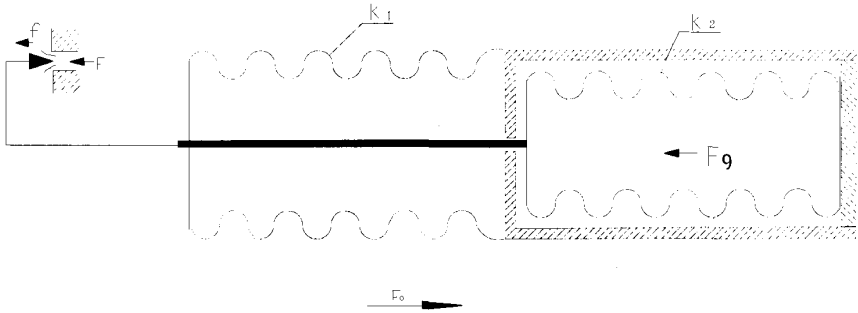


图3 调节器示意图 Fig.3 Sketch of regulator

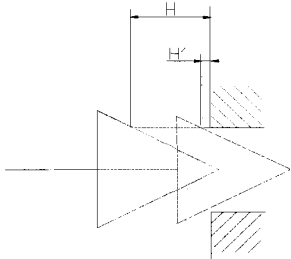


图4 针阀示意图 Fig.4 Sketch of throttle

$$F_o=F_g+F+f \tag{6}$$

其中： $F_o=(K_1+K_2)\cdot\Delta X$

$$F_g=(P_Q-1)S$$

式中： $\Delta X$  为波纹管形变量； $P_Q$  为波纹管内气体压力； $S$  为波纹管等效内截面积。

注：这里假定背压为 1 bar，波纹管等效内、外截面积近似相等。

式(6)中： $F$  与  $f$  的确定较困难，严格地讲， $F$  应为阀针锥面与背面部分压差分布的面积分，难以确定，这里简化为，假定阀完全关闭，则作用力近似为管道内气体对阀口的内压力。

$$\text{取：} F=\delta_F P\cdot S_{\text{孔}}$$

式中： $P$  为节流前气体压力； $S_{\text{孔}}$  为节流孔截面积； $\delta_F$  为气流对阀针的阻力系数。

而  $f$  随机性较大，主要由装配时阀针与喷嘴是否同轴，阀针表面光洁度如何及工作时在气流喘振及外部环境影响下施加于针表面的作用力造成，当然，通过振动筛选、匹配磨合及多次试验后应趋于一稳定值，而理想情况下为 0。

2.3 工作时受力关系探讨

设调节器充气压力为  $P_2$ ，针阀开度设定为  $H$ ，示意如图4所示。

则启动阶段,  $P_2 > P_1$ , 针阀开度不变, 降至低温稳定后, 阀针关闭, 此时开度为  $H'$ , 充气腔内压力为  $P$ , 则存在关系式:

$$(K_1 + K_2)[X_0 - (H - H')] = (P - 1)S + F + f \quad (7)$$

即:

$$F + f = (K_1 + K_2)[X_0 - (H - H')] - (P - 1)S \quad (8)$$

### 3 稳定性设计探讨

#### 3.1 设计思路

欲从设计上改善制冷器流量的稳定性, 可以从等式(8)中找出思路, 即不妨令等式(8)中右项大于左项, 其差值这里定义为针阀的关闭预紧力。

预紧力  $T$  为:

$$T = (K_1 + K_2)[X_0 - (H - H')] - (P - 1)S - \delta(F + f) \quad (9)$$

式(9)中: 右边前两项决定了阀针的收缩力的大小, 而  $\delta(F + f)$  是阀针在关闭过程中的阻力,  $\delta$  为阻力系数。

通常情况下,  $F + f$  受使用条件、加工、装配等环节限制, 无法调试与改变, 可以认为不同的制冷器在一定的范围内波动。

要想增大预紧力, 只有在设计上增大调节器的收缩力, 由式(9)可见:  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $S$  为波纹管参数;  $X_0$ ,  $H$  为装配参数;  $H'$  接近于  $5\mu$ ;  $P$  为稳定后波纹管管内气体压力, 决定于波纹管处温度与介质种类;

在结构一定时,  $S$  不变,  $H$  为经验值, 在一定范围内波动, 则  $T$  的大小决定于  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $X_0$ ,  $P$  的优化选择。

#### 3.2 预紧力与稳定性的关系

从针阀的角度讲, 预紧力越大, 阀关闭的越紧, 越不易打开, 制冷器越保持小流量, 那么如何才能使制冷器具有足够的稳定度, 或者说最小预紧力如何确定, 作者认为, 可以从这一思路入手:

1) 经验表明, 多数故障产品, 超差后流量大多在一个范围内, 据此可确定阀口开度的经验变化量。

2) 波纹管疲劳试验。按产品技术条件, 波纹管反复测试后, 即可确定其残余变形量。

我们可以这样设想, 假使系统设计时, 即予存相当于阀口开度变化  $\Delta$  的预紧力, 则当波纹管或者其它因素引起调节器受力关系变化时, 则只相当于改变了系统的预紧力, 而阀的开度并未改变, 从而流量没有发生变化, 即公式演变为:

$$(K_1 + K_2)[X_0 - (H - H')] - (P - 1)S - \delta(F + f) \geq T_{\min} \quad (10)$$

$$\text{而} \quad T_{\min} = (K_1 + K_2) \Delta \quad (11)$$

满足式(10)、(11)是制冷器稳定性设计的关键。

### 4 制冷器设计探讨

4.1 调节器充气介质通常为氮气或氩气, 若从增强制冷器的稳定性考虑, 建议优先选用氩气。这是基于以下考虑:

1) 充气压力不变, 不影响制冷器的启动特性;  
2) 充气摩尔数不变, 而氩气分子大, 漏率更小, 不会缩短制冷器寿命;

3) 氩气是比氮气更惰性的气体, 不会影响系统内其它器件的性能;

4) 低温时, 调节器内背压力低, 以 95 K 计, 相当于背压降低 3.26 bar, 显见, 若其它条件均不变, 低温下调节器内压力的降低, 即可认为氩气型调节器比氮气型调节器预紧力增大  $\Delta PS$ , 这一改变有利于改善制冷器的稳定性。

4.2 优化波纹管参数  $K_1$ ,  $K_2$  及装配参数  $X$ 。

优化时考虑原则: 1) 增大预紧力; 2) 不得影响调节器寿命; 3) 便于波纹管设计制造; 4) 便于制冷器装配调试;

4.3 当考虑 4.1, 4.2 后, 若出现制冷器稳定流量过小的情况时, 可考虑在末端增加一旁通孔, 以使制冷器总的稳定流量控制在合格范围内。

4.4 在改方案的过程中, 注意观察节流孔处的变化, 必要时进行针阀材料、硬度、结构等专项研究。

4.5 注意加强工艺控制, 减少其它装配、调试因素的干扰。

### 5 结论

本文针对制冷器的稳定性问题, 提出关闭预紧力的设计构想。总的思路是以针阀预紧力的变化换取当量位移的变化, 从而实现针阀开度的不变, 并最终实现流量的稳定。文中还给出了最小关闭预紧力的设计构想及公式, 以及可为制冷器的设计提供借鉴的调节器最小充气压力的设计原则。制冷器的初步设计思路及设计方案也在文中给予了介绍。

#### 参考文献:

- [1] Chou, F.C., Chien, S.B. Preliminary experimental and numerical study of transient characteristics for a Joule-Thomson cryocooler[J]. *Cryogenics*. 1995, 35: 311~316
- [2] Chou, F.C., Wu, S.M., Pai, C.F. Prediction of final temperature following Joule-Thomson expansion of nitrogen gas[J]. *Cryogenics*. 1993, 33: 857~862
- [3] S.B. Chien, L.T.Chen, F.C.Chou. A study on the transient characteristics of a self-regulating Joule-Thomson cryocooler[J]. *Cryogenics*. 1996, 36: 979~984

[4] 王三煜. 自调式节流制冷器充气腔分析[A]. 第七届全国低温制冷机学术交流会议论文集[C]. 1994  
[5] 陈炜. 测温二极管在节流制冷器温度监控中的应用[J]. 红外技术, 1998, 20(1):46~47.  
[6] 郭亚文, 高旭祥, 刘 春, 周 建. 自调微型节流制冷器感温管的试验研究[J]. 红外技术, 2001, 23(5):34~36.

喜 讯

在云南省新闻出版局主办的云南省第二届优秀期刊评选活动中,《红外技术》喜获云南省优秀期刊奖。颁奖仪式于 2006 年 10 月 31 日在云南省新闻出版局举行。

在此我们向长期支持、关心《红外技术》的作者和广大读者致以衷心的感谢!

编辑部全体同仁决心再接再厉, 开拓进取, 与时俱进, 努力争创名牌科技期刊, 迎接我国科技复兴和民族昌盛的新时代。

《红外技术》编辑部  
2006 年 11 月

