

柱形杜瓦容器圆端板的结构设计与分析

曹洋¹, 吴臣武², 金乘进¹, 王森清¹

(1.中国科学院 国家天文台, 北京 100012; 2.中国科学院 力学研究所, 北京 100080)

摘要:杜瓦瓶是射电望远镜上接收机系统的前端。文中针对一种柱形杜瓦容器的结构特点,应用经典板壳力学理论,分析计算了在两种实验工况下,即大气压力单独作用、及大气压力与横向外力同时作用时,圆端板的结构尺寸。推导出了均布载荷及横向载荷共同作用下的中心开孔圆板挠度公式。并在 ANSYS 上,建立了模拟真实载荷条件下杜瓦容器的有限元模型,计算了变形场,逆向检验了结构的可靠性。

关键词:射电望远镜; 杜瓦容器; 板壳**中图分类号:**TH122; TH123.3**文献标识码:**B**文章编号:**1002-2333(2005)09-0105-03

Designing and Analysis of the Structure of the Circular End-plate for the Columniform Dewar

CAO Yang¹, WU Chen-wu², JIN Cheng-jin¹

(1.National Astronomical Observatories, Beijing 100012, China; 2.Institute of Mechanics, Chinese Academy of Science, Beijing 100080, China)

Abstract: The dewar is the front end of the receiver system of the radio telescope. Based on the classical plate theory, this paper designed the circular plate of a typical columniform dewar, which is under the mixed load of atmospheric pressure and lateral force due to the gravity of the OMT. The formula for the deflection of the plate under the mixed load is formed here. At the platform of ANSYS, a FEM model is created, which simulates the true load for the dewar. And the field of deformation is calculated, which provides a numerical test for the probability of the structure.

Key words: radio telescope; dewar; plate and shell

1 引言

脉冲星接收机项目是我院在研重点科研项目之一。它安装在 50 m 口径的望远镜上,用于对脉冲星进行跟踪和观测。杜瓦瓶是接收机系统前端的重要部件,其内部的微波元件负责把反射面天线汇集到的射电信号进行放大和加工,然后送到接收机系统后端进行数据处理。为了保证杜瓦瓶内部的微波器件具有良好的工作环境,杜瓦瓶内部空间必须处于高真空状态,并维持在 15 K 左右的温度范围内,同时限于馈源托架的承载能力,所以杜瓦瓶要尽可能的轻便^[1],结构又要能满足强度、刚度、稳定性要求。本文应用经典板壳力学理论进行设计,并以有限元法进行逆向检验,验证了设计的可靠性。

2 杜瓦瓶结构设计

杜瓦瓶总体结构如图 1 所示。整个瓶体拟采用不锈钢材料加工。考虑到内部微波元件的安装空间要求,杜瓦瓶瓶体体积设计为 $\phi 400 \times 560$ mm,冷头 (15 kg) 和 OMT (26 kg) 等微波器件分别固定在两端的圆形端板上,端板最大挠度不得超过 0.2 mm。另外杜瓦瓶内部处于高真空状态,整个瓶体受到大气压产生的外压作用。

3 圆形端板厚度设计

根据图 1 的结构所示,可以应用周边固支圆薄板小挠度问题的理论^[2,3]来求解杜瓦瓶圆形端板的厚度值,即

$$P_a = \frac{256 E \delta^3}{3(1-\nu^2) d^4} \quad (1)$$

其中: P_a : 一个标准大气压, 1.01×10^5 Pa;

ν : 泊松比,金属为 0.3;

E : 弹性模量;

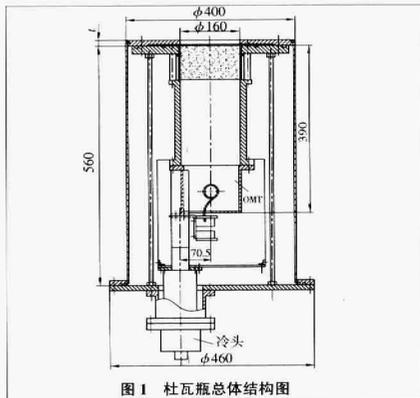


图 1 杜瓦瓶总体结构图

δ : 圆板挠度,此问题中我们取为 0.2 mm;

d : 圆板的直径;

t : 圆板的厚度。

计算得圆端板厚度:

$$t = \sqrt[3]{\frac{3(1-\nu^2)d^4 P_a}{256 E \delta}} = 9.94 \text{ mm}$$

4 微波元件重力及大气压力同时作用下,圆端板的强度分析

以上计算是只考虑大气压力对圆端板的影响。实际上,根据杜瓦瓶的具体结构分析,圆形端板在承受大气压力的同时还承载着微波元件 OMT、冷头等元件的重量。下

文针对固定 OMT 元件的圆端板, 计算大气压和 OMT 重力同时作用时, 圆形端板在给定挠度下(0.2 mm)的安全厚度值。

OMT 的形状类似于空心的圆柱体, 大端的内径为 $\phi 160$ mm, 在大端的圆周上用 6 个均布的螺钉同轴固定在圆端板上, 圆端板的相应处也有一个 $\phi 160$ mm 的圆孔, 作为射电电波进入到杜瓦瓶内的窗口。

圆端板的外圆周边界可近似认为是固支, 如图 2 所示, 圆端板上除了受均布的轴对称的载荷 P_a (大气压力) 外, 还受到沿半径为 80 mm 的圆周均匀分布的横向载荷 P 的作用。根据弹性力学中带孔薄板理论^[2,4], 受均布载荷的圆板小挠度弯曲基本方程为

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\omega}{dr} \right) \right) \right) = \frac{q}{D} \quad (2)$$

其中 q 为均布载荷, 此处等于大气压。方程解为:

$$\omega = \frac{1}{4} c_1 r^2 (\ln r - 1) + \frac{1}{4} c_2 r^2 + c_3 \ln r + c_4 + \frac{P_a r^4}{64D} \quad (3)$$

其中, ω : 半径 r 处的挠度;

P_a : 一个标准大气压, 1.01×10^5 Pa;

r : 圆心距考察点的距离;

D : 抗弯刚度; c_1, c_2, c_3, c_4 为积分常数。

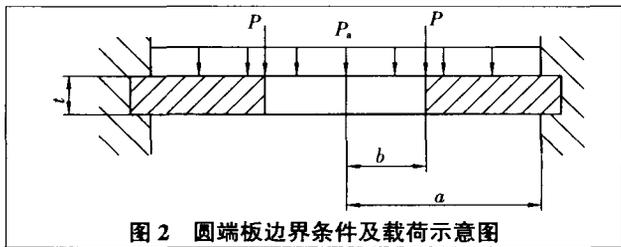


图 2 圆端板边界条件及载荷示意图

边界条件为:

$$\left. \begin{aligned} r=b \quad & -D \left(\frac{d^2\omega}{dr^2} + \frac{v}{r} \frac{d\omega}{dr} \right) = 0 \\ & -D \frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} r \frac{d\omega}{dr} \right) = -P \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} r=a \quad & \omega = 0 \\ & \frac{d\omega}{dr} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

其中, a : 圆板半径; b : 圆孔半径; v : 泊松比; P : 横向载荷。

整理得到关于四个积分常数的四元线性代数方程组:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{1}{2} \left[(1+v) \ln b + \frac{1-v}{2} \right] c_1 + \frac{1+v}{2} c_2 - \frac{1-v}{b^2} c_3 + \frac{3+v}{16D} P_a b^2 &= 0 \\ \frac{D}{b} c_1 = P - \frac{P_a b}{2} \\ \frac{a^2}{4} (\ln a - 1) c_1 + \frac{a^2}{4} c_2 + c_3 \ln a + c_4 + \frac{P_a a^4}{64D} &= 0 \\ \left(\frac{a}{2} \ln a - \frac{a}{4} \right) c_1 + \frac{a}{2} c_2 + \frac{1}{2} c_3 + \frac{P_a a^3}{16D} &= 0 \end{aligned} \right. \quad (6)$$

方程(4)的解为: $c_i = \frac{\Delta_i}{\Delta}$, $i=1, 2, 3, 4$,

$$\text{其中: } \Delta = \begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} \end{vmatrix} =$$

$$\begin{vmatrix} \frac{1}{2} \left[(1+v) \ln b + \frac{1-v}{2} \right] & \frac{1+v}{2} & -\frac{1-v}{b^2} & 0 \\ \frac{D}{b} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{a^2}{4} (\ln a - 1) & \frac{a^2}{4} & \ln a & 1 \\ \left(\frac{a}{2} \ln a - \frac{a}{4} \right) & \frac{a}{2} & \frac{1}{2} & 0 \end{vmatrix}$$

$$\Delta_i = \begin{vmatrix} 1 & \dots & i & \dots & 4 \\ A_{11} & \dots & B_1 & \dots & A_{14} \\ A_{21} & \dots & B_2 & \dots & A_{24} \\ A_{31} & \dots & B_3 & \dots & A_{34} \\ A_{41} & \dots & B_4 & \dots & A_{44} \end{vmatrix}, i=1, 2, 3, 4,$$

$$B = \begin{vmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -\frac{3+v}{16D} P_a b^2 \\ P - \frac{P_a b}{2} \\ -\frac{P_a a^4}{64D} \\ -\frac{P_a a^3}{16D} \end{vmatrix}$$

根据本文结构要求, 将 $a=0.22$ m, $b=0.08$ m, 及 P, P_a, v 值代入以上方程, 整理得:

$$\left\{ \begin{aligned} c_1 &= \frac{41.5656}{D} \\ c_2 &= -\frac{447.4985}{D} \\ c_3 &= -\frac{1.99396}{D} \\ c_4 &= -\frac{0.057}{D} \end{aligned} \right.$$

代入式(1)中, 得 $r=b$ 处的挠度: $\omega = \frac{4.0935}{D}$ (7)

本文取 $\omega=0.2$ mm; $D_{\text{不锈钢}} = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} = 18.86 \times 10^9 t^3$

代入式(7)中解得: $t=10.27$ mm

比较前文只有大气压作用时的板厚, 量值上增加了约 3%。

5 总体结构有限元分析^[5]

本文以 Shell 63 单元将整个杜瓦瓶离散为约 11000 个单元, 如图 3。通过设置单元常数, 设定圆端板及圆筒壁厚度分别为 10mm、4mm, 采用静力分析模块。本计算模型包括了端板载荷转化为圆筒壁的面内压力的影响。计算结果表明, 圆端板的轴向(Z 向)位移最大为 0.201mm, 如图 4 所示。这表明, 本文所推导的挠度计算公式满足了结构设计的可靠性。

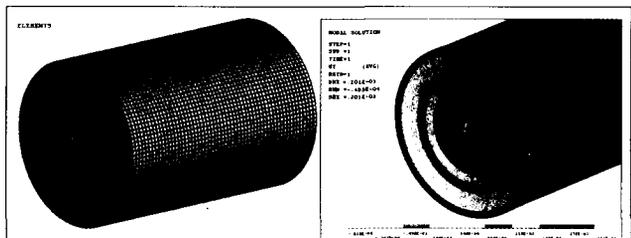


图 3 杜瓦瓶单元网格图 图 4 杜瓦瓶圆端板 z 向变形图

Z4006A 高速台式钻床进给装置的改进

孙路华, 全燕鸣, 乐有树

(华南理工大学 机械工程学院, 广东 广州 510640)

摘要:通过在主轴中心与摇动手柄中心之间增加一个传动链的方法,对一台普通高速台式钻床进行了改进,使其增添了数档可调的自动进给功能。

关键词:钻床; 改进; 传动链; 自动进给

中图分类号: TG52

文献标识码: A

文章编号: 1002-2333(2005)09-0107-01

1 引言

现有的高速钻床均为手动进给,操作麻烦,更不能够进行进给量对钻削过程和质量影响的实验研究。为了解决此问题,作者对一台型号为 Z4006A 的普通高速台钻进行了经济改进,在主轴中心与摇动手柄中心之间增加了一个传动链,使原钻床增添了数档可调的自动进给功能。

2 钻床改进原理及方法

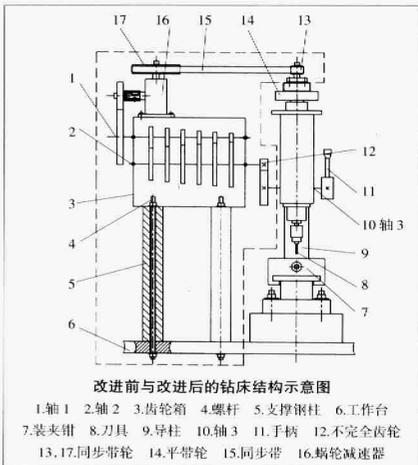
钻床结构示意图如图所示。图中,方框线外部为原钻床结构,方框线内部为改进后所添加的部分。原钻床中,需通过摇动手柄 11 实现主轴进给运动,不能自动进给,钻床的自动返回运动通过钻床内部一弹簧实现。

带动平带轮 14 转动的钻床主轴的输出端,由于转速高,又希望无滑动,得到固定的传动比,所以采用同步带传动^[1]。蜗轮减速器 16 的作用是大幅度减小转速和改变传动方向。齿轮箱 3 中有 6 对齿轮可以啮合(在实际运转时仅 1 对啮合),这样便可实现 6 种不同的进给量。

在轴 2 与轴 3 之间的齿轮组中,若小齿轮 12 采用常规的完全齿轮,则随着钻床主轴的转动,主轴的进给运动只是单一的往下运动(即只有进程),却不可以返回(即没有回程)。为了解决此问题,小齿轮 12 设计成不完全齿轮,使其有齿的部分可以与大齿轮啮合,从而带动轴 3(即手柄中心轴)转动,即带动钻床主轴和刀具往下进给。而不完全齿轮的无齿部分与大齿轮之间没有啮合力的作用,整个传动链就会在这个时间段里暂时断开。这时,钻床内部绷紧了卷簧就会使得轴 3 反转,从而带动钻床主轴自动返回。这样,就实现了高速台钻的自动进给及自动返回运动。

3 结语

改进了的钻床操作方便,运行可靠,增添了数档可调



改进前与改进后的钻床结构示意图

1.轴 1 2.轴 2 3.齿轮箱 4.螺轩 5.支撑钢柱 6.工作台
7.装夹钳 8.刀具 9.导柱 10.轴 3 11.手柄 12.不完全齿轮
13.同步带轮 14.平带轮 15.同步带 16.蜗轮减速器

的自动进给功能,而且改成本低。可以作为一些难加工材料孔加工的实验平台,也可以用它根据生产中的需要实现变档定量进给钻孔。

【参考文献】

[1] 汝元功,唐照明.机械设计手册[M].北京:高等教育出版社,1995. (编辑 明 涛)

作者简介:孙路华,男,硕士研究生,研究方向为难加工材料切削加工的研究。

收稿日期:2005-05-19

6 结论

对于本文给定的变形条件,大气压和横向力共同作用下的圆端板的厚度值比只有大气压单独作用时,厚度仅仅增加了约 3%,说明 OMT 重力引起的横向载荷 P 的作用对圆端板的强度影响很小。有限元的总体分析结果表明,本文所推导的板的混合载荷作用下的挠度公式能满足设计要求,可应用于类似结构的设计。

【参考文献】

[1] George Behrens, William Campbell, Dave Williams, Steven White.

Guidelines for the Design of Cryogenic Systems[Z]. March, 1997.

[2] 刘人体.板壳力学[M].北京:机械工业出版社,1990.

[3] 达道安.真空设计手册[M].北京:国防工业出版社,2004.

[4] 黄克智,等.板壳理论[M].北京:清华大学出版社,1990.

[5] 美国 ANSYS 公司北京办事处.ANSYS 结构分析指南[X],1998.

(编辑 立 明)

作者简介:曹萍(1975-),机械工程师,主要从事型远镜接收机机械结构部分的研究工作。

收稿日期:2005-05-24