

文章编号 1004-924X(2017)09-2387-09

## 大口径 SiC 轻量化反射镜柔性带式支撑静摩擦影响

邵 亮\*, 吴小霞, 明 名, 陈宝刚, 李剑锋, 孙敬伟

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

**摘要:**采用柔性带式支撑方式的大口径光学反射镜与支撑带之间的静摩擦力对反射镜面形精度影响较大,而且该影响难于直接定量测量。针对这一实际情况,考虑到温度变化将引起静摩擦力状态变化这一规律,建立了温度—静摩擦力间的关系表达式;接着,以反射镜所受静摩擦力与环境温度关系为基础,通过测量不同温度下的反射镜面形精度,间接推算出静摩擦力对反射镜面形精度的影响;以 1.2 米 SiC 轻量化反射镜为研究对象,利用干涉仪检测其柔性带式支撑机构在不同温度下的面形精度,并利用实测数据推导出温度—静摩擦关系的相应系数;最后借助 ANSYS 软件,对带式支撑机构的受力情况进行仿真分析。实测结果与仿真分析结果一致性较好,说明该研究方法可较为准确地推导出静摩擦力对大口径 SiC 轻量化反射镜面形影响。

**关键词:**柔性带式支撑;静摩擦;面形精度;温度变化;有限元分析;大口径 SiC 轻量化反射镜

**中图分类号:**TH751 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20172509.2387

## Influence of static friction for large aperture SiC light-weight reflecting mirror with flexible strip support

SHAO Liang\*, WU Xiao-xia, MING Ming, CHEN Bao-gang, LI Jian-feng, SUN Jing-wei

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics,  
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

\* Corresponding author, E-mail: shaol@ciomp.ac.cn

**Abstract:** For the large aperture reflecting mirror with flexible strip support, static friction between large aperture optical reflecting mirror and support stripe has great influence on surface distortion of reflecting mirror. Moreover, the influence is hard to measure in quantity directly. In consideration of the fact that ambient temperature fluctuation would lead to state change of static friction, relational expression of temperature-static friction was established. On the basis of the relational expression, the influence of static friction on reflecting mirror surface distortion could be deduced though measuring reflecting mirror surface distortion at different temperatures. By taking a 1.2 m SiC light-weight reflecting mirror with flexible strip support mechanism as research object, the surface distortion measurement of flexible strip support mechanism was conducted at different temperatures with a interferometer, and corresponding coefficients of temperature-static friction relation were calculated with measured data; simulation analysis on force condition of stripe support mechanism was conducted with ANSYS software. The results indicate that measured result and simulation analysis

收稿日期:2016-11-28;修订日期:2017-02-20.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 51605465)

result have good consistency, thus influence of static friction on mirror distortion of large-aperture SiC light-weight reflecting mirror can be deducted accurately in this proposed method.

**Key words:** flexible stripe support; static friction; mirror distortion; temperature change; finite element analysis; large-aperture SiC light-weight reflecting mirror

## 1 引 言

为克服自身重力变形的影响,大口径光学反射镜通常采用高刚度、高强度材料制备。但由于其自身尺寸大,虽然在轻量化后比刚度有所提高,但其结构绝对刚度却在下降,因此镜面对支撑机构的敏感程度迅速增大<sup>[1-4]</sup>。反射镜的支撑方式对抑制镜面变形起着决定性作用,其支撑效果直接影响着反射镜的面形精度水平。带式支撑方式在一定工况和环境下可较好地保证大口径反射镜,尤其是轻量化反射镜,的面形要求。在 1 米级大口径反射镜的加工检测,标准平面镜和光管主反射镜支撑系统中应用广泛<sup>[5-9]</sup>。带式支撑方式的实现形式主要分为两种,即非柔性的滚轮链支撑以及柔性支撑带支撑。滚轮链支撑中金属滚轮与反射镜边缘为点接触,这将导致应力集中且有造成镜体局部破碎的风险。与之相比,柔性带式支撑在安装及使用过程更为安全。现有的关于大口径柔性带式支撑的研究主要集中于反射镜理想受力状态,即反射镜只受到支撑带理想的、均匀的径向正压力作用。虽然研究人员已经意识到反射镜与支撑带之间的静摩擦力是导致分析结果与实测结果偏差较大的因素,但并未对静摩擦力的作用机理进行深入研究<sup>[10]</sup>。针对该领域研究现状,本文对大口径反射镜柔性带式支撑静摩擦的影响展开了研究。

由于大口径反射镜与支撑带之间的静摩擦力对反射镜面形精度的影响很难直接测量。因此,利用温度变化导致静摩擦力状态变化这一规律,建立温度—静摩擦关系;并以反射镜所受静摩擦力与环境温度关系为依据,通过测量不同温度下反射镜面面形精度,间接推导出静摩擦力的影响。以 1.2 米 SiC 轻量化反射镜柔性带式支撑机构为研究对象,在不同温度下进行反射镜面形精度检测。根据检测结果解算出温度—静摩擦关系中相应系数,最后通过有限元软件进行仿真验证。

## 2 柔性带式支撑受力分析

### 2.1 支撑机构及原理

反射镜支撑应满足 6 自由度定位原理<sup>[11-12]</sup>。在实际使用中,柔性带式支撑的具体机构形式多样,但基本原理一致,其最常采用的一种结构形式如图 1 所示。柔性带式支撑机构主要包括反射镜、支撑框架、支撑带、轴向支撑以及底座等部分。支撑带通常采用钢带、尼龙带等柔性材料,负责反射镜侧向支撑及竖直方向位移约束,此外,利用反射镜自重约束其绕光轴旋转自由度;支撑框架为各支撑部件提供安装基础,安装于其上的轴向支撑可实现反射镜轴向定位,即约束沿光轴方向位移、沿竖直方向旋转及沿支撑框架转轴方向的旋转自由度;定位块用于提供左右方向位移约束;以上约束可实现反射镜 6 自由度定位。

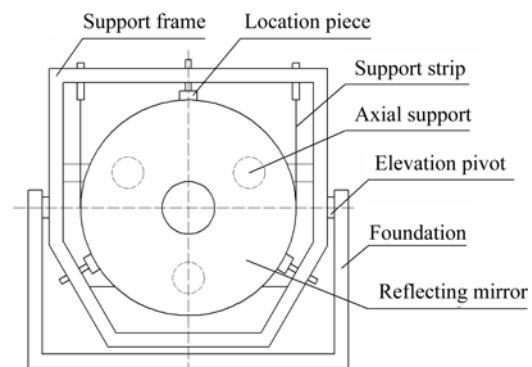


图 1 理想状态下支撑原理图

Fig. 1 Schematic diagram of support mechanism under ideal condition

### 2.2 理想状态下正压力分析

在忽略静摩擦力影响的理想状态下,反射镜只受支撑带径向正压力及自身重力作用,如图 2 所示。

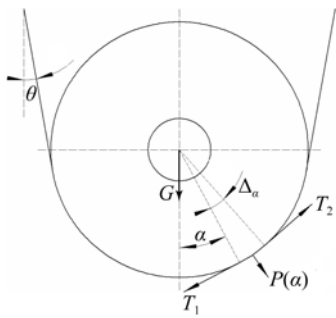


图 2 理想状态下支撑机构受力分析

Fig. 2 Force analysis of support mechanism under ideal condition

图 2 中,  $\alpha$  为所选取的支撑带微元与竖直方向夹角,  $\theta$  为支撑带约束端与竖直方向夹角,  $T_1$ 、 $T_2$  为支撑带微元两端所受拉力,  $p(\alpha)$  为该微元受反射镜径向正压力弧度密度函数,  $G$  为反射镜自重。根据文献[1]可知,在不考虑反射镜与支撑带间摩擦、支撑带自重以及支撑带自身变形作用的理想状态下,支撑带内部张力应处处相等,据此得到支撑带微元两端受力:

$$T_1 = T_2 = \frac{G}{2\cos \theta}, \quad (1)$$

根据受力平衡条件可得:

$$p(\alpha) \cdot \Delta\alpha = 2\sin \frac{\Delta\alpha}{2} \cdot \frac{G}{2\cos \theta}, \quad (2)$$

其中  $\Delta\alpha$  为支撑带微元角度,化简得到:

$$p(\alpha) = \frac{G}{2\cos \theta}. \quad (3)$$

在不考虑静摩擦力的理想状态下,反射镜与支撑带接触部分的力为大小均匀的径向正压力。

对式(3)进行离散化处理,将反射镜与支撑带接触的  $\pi-2\theta$  范围内的弧度均匀离散为  $2n+1$  个点,即将该区域分为  $2n$  段,则反射镜每个离散点所受正压力为:

$$p_N = \frac{(\pi-2\theta)G}{4n\cos \theta}. \quad (4)$$

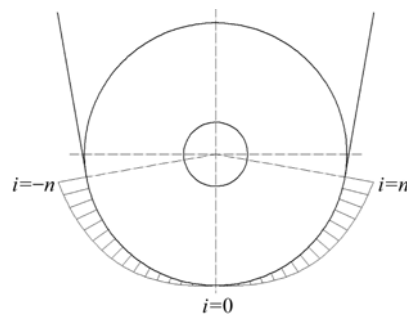
定义图 2 中竖直轴线上的离散点序号为 0, 两侧点序号依次为:  $i = \pm 1, \pm 2, \dots, \pm n$ 。

### 2.3 静摩擦力分析

柔性带式支撑机构中,反射镜与支撑带接触面间存在沿反射镜边缘的切向静摩擦力。该静摩擦力源于支撑机构在安装应力及热应力作用下导致的反射镜与支撑带之间的相对运动趋势。采用柔性带式支撑机构的反射镜在安装时,首先将安装框架旋转至指向天顶,通过起吊工装将反射镜逐步落于轴向支撑,通过定位块调整反射镜使其与支撑带逐步靠紧;逐渐将安装框架翻转至如

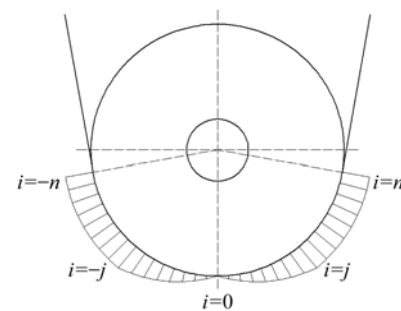
图 1 所示状态,调整定位块至与主镜略微接触位置。通过上述安装过程描述以及支撑机构原理分析可以看出,安装应力的影响并不显著,为方便问题分析本文忽略其影响,认为环境温度变化导致的反射镜与支撑带接触位置因热膨胀差异而发生相对运动趋势是造成静摩擦的主要因素。

静摩擦力不同于动摩擦力,其具体数值因所受阻作用力的不同而变化。当接触面发生由小至大的相对运动趋势时,其静摩擦力随之发生线性变化;当该运动趋势逐步加大至破坏相对稳定状态而发生相对运动时,静摩擦力达到最大;当该运动停止,其接触面的静摩擦力始终保持最大;静摩擦力大小分布情况如图 3 所示。



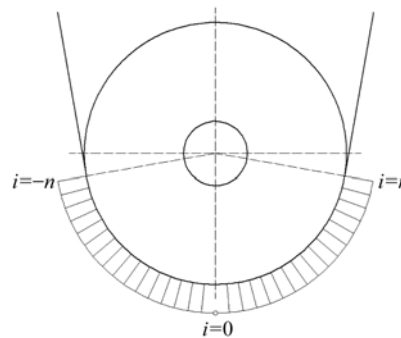
(a) 静摩擦力分布未达到最大值

(a) Static friction distribution doesn't reach the maximum



(b) 静摩擦力分布部分达到最大值

(b) Static friction distribution partially reach the maximum



(c) 摩擦力分布全部达到最大值

(c) Static friction distribution entire reach the maximum

图 3 静摩擦力分布

Fig. 3 Diagrams of static friction distribution

温度发生相对较小变化时,反射镜与支撑带之间存在运动趋势,该趋势由序号为 0 的点向序号为  $\pm n$  的点依次扩大,静摩擦力也依次随之变化,如图 3(a)所示,此时静摩擦力未达到最大极限值。图 3(b)为温度变化较大时,反射镜与支撑带之间部分区域(点  $\pm j$  至点  $\pm n$  区域)已发生相对运动,即达到静摩擦力最大极限,而其余区域未发生运动。在未发生运动区域(点 0 至点  $\pm j$ ),静摩擦力仍依次随之由小变大直至达到最大值,但趋势变快。当温度变化达到无限大时,此时反射镜与支撑带之间除对称点 0 外,其余区域均发生相对运动,即静摩擦力均达到最大极限。根据上述分析可得,离散点静摩擦力函数是包含环境温度变化量  $t$  以及支撑接触面位置点  $i$  的函数,即  $f_N(i, t)$ 。

当温度变化量达到一定程度  $t_0$  时,反射镜与支撑带接触面间将发生相对运动,此时序号  $\pm n$  点处的静摩擦力达到最大值  $f_0$ ,即:

$$f_0 = Ct_0, \quad (5)$$

其中  $C$  为静摩擦力与温度变化量之间的常量关系系数。

可得静摩擦力与温度变化存在如下关系,其中  $t_0$  为曲线的转折点:

$$f(t) = \begin{cases} -f_0, & t < -t_0 \\ Ct, & -t_0 \leq t \leq t_0 \\ f_0, & t > t_0 \end{cases} \quad (6)$$

综合考虑离散点位置影响,静摩擦力函数  $f_N(i, t)$  与环境温度变化量  $t$  以及支撑接触面位置点  $i$  的综合关系如图 4 所示。

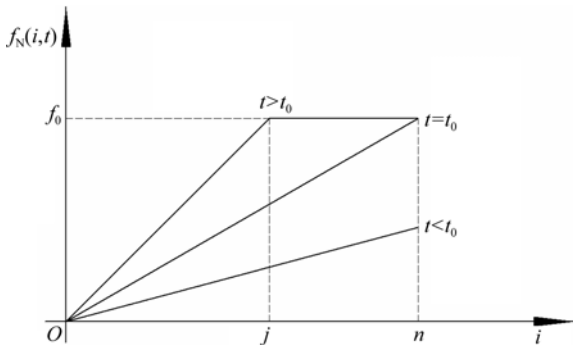


图 4 静摩擦力描述

Fig. 4 Description of static friction force

函数  $f_N(i, t)$  关于位置具有轴对称性,关于

温度变化具有中心对称特性,因而可通过  $i > 0$  及  $t > 0$  时的描述实现静摩擦力函数在全部空间位置及全部温度范围的特性表达,函数  $f_N(i, t)$  表达式:

$$f_N(i, t) = \begin{cases} \frac{C|i|t}{n}, & |i| \leq \frac{t_0}{|t|}n \\ \frac{tf_0}{|t|}, & |i| > \frac{t_0}{|t|}n \end{cases} \quad (7)$$

## 2.4 正压力修正

由于静摩擦力的存在,每个离散点所受正压力应是与点位置及温差相关的函数,即应标记为  $p_N(i, t)$ ,在反射镜竖直方向有:

$$\sum_{i=-n}^n p_N(i, t) \cos \frac{i(\pi - 2\theta)}{2n} + \sum_{i=-n}^n f_N(i, t) \sin \left| \frac{i(\pi - 2\theta)}{2n} \right| = G, \quad (8)$$

考虑静摩擦力影响时,式(1)可修正为:

$$T_1(i) + f_N(i, t) = T_2(i), \quad (9)$$

则根据图 2 可将式(3),即所受正压力,修正为:

$$p_N(i, t) = \frac{\pi - 2\theta}{2n} \left[ \frac{G}{2\cos \theta} - \sum_{j=i+1 \text{ 或 } -n}^{n \text{ 或 } i-1} f_N(j, t) \right]. \quad (10)$$

需进一步说明的是,图 3 所示静摩擦分布模型中支撑带中心处静摩擦力最小而边缘最大,这与镜体所受径向正压力分布情况正好相反,该结论与“摩擦力和压力之间的正比关系”并不违背。因为这种正比关系是基于动摩擦现象中接触面的相对运动的,而本文所论述的静摩擦现象关注的则是镜体与支撑带接触面间的相对运动趋势,其本质为镜体与支撑带接触局部发生的微量弹性变形,其与宏观意义的动摩擦力和压力之间的正比关系并不相悖。

## 3 参数解算

反射镜所受静摩擦力及径向正压力分布的解算关键在于确定式(5)中的参数  $t_0$  及  $f_0$ 。

### 3.1 实验数据分析法求 $t_0$

通过实测反射镜面形精度,拟合出面形精度—温度分段曲线,其转折点即为  $t_0$  近似解。带式支撑机构中,反射镜面形精度的影响源于反射镜自由热膨胀、加工残差及支撑力。反射镜自由热膨胀对面形精度的影响在进行曲面拟合(去除

piston 及 defocus)后极其微小,可忽略不计;加工残差的影响可视为系统误差;支撑力大小及分布状态的变化是引起反射镜面形精度变化的主要原因。

分析支撑力与加工残差各自对反射镜面形精度的影响如下。定义支撑力作用下反射镜镜面节点位移数据:  $\{X | x_1, \dots, x_n\}$ , 其面形精度为  $R_X$ ; 定义加工残差导致的反射镜镜面节点位移数据:

$$R_{X+Y} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2 + \sum_{i=1}^n y_i^2 - n\bar{x}^2 - n\bar{y}^2 + 2\sum_{i=1}^n x_i y_i - 2n\bar{x} \cdot \bar{y}}{n}}, \quad (12)$$

将式(11)代入式(12):

$$R_{X+Y} = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2 + 2Cov(X, Y)}, \quad (13)$$

其中  $Cov(X, Y)$  为表征  $X, Y$  相关性的协方差,有:

$$Cov(X, Y) = \overline{xy} - \bar{x} \cdot \bar{y}.$$

从支撑力与加工残差的来源与作用机理层面分析知,两者对反射镜的影响相互独立<sup>[12]</sup>,即  $Cov(X, Y) = 0$ ,有:

$$R_{X+Y} = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2}. \quad (14)$$

根据上述论述,参数  $t_0$  求解方法如下:

(1)在不同环境温度下对柔性带式支撑反射镜进行面形精度测量,由式(6)可初步判断出实验环境温度变化范围是否达到临界值  $t_0$ 。

(2)对未达到  $t_0$  的检测,设反射镜面形精度为  $R_1(T)$ ,其中  $T$  为相应测量点的环境温度。由于静摩擦力与温度变化存在式(6)所述关系,根据式(14),可得如下抛物线函数关系:

$$y(T) = aT^2 + bT + c, \quad (15)$$

其中  $y(T) = R_1^2(T)$ ,利用最小二乘法可求得式(15)中各项系数。根据拟合曲线性质,可得到面形精度影响最小点环境温度:

$$T = -\frac{b}{2a}.$$

此时静摩擦影响为 0,该温度即带式支撑系统反射镜安装温度,此时的最小面形精度:

$$R_1 \left( -\frac{b}{2a} \right) = \sqrt{\frac{4ac - b^2}{4a}}.$$

(3)温差超过  $t_0$  时,根据式(10)可知,反射镜面形精度曲线随着  $T$  的增加逐渐远离  $t_0$ ,而接近一条渐近线。该渐近线为温度变化达到极限状态下反射镜面形精度。该段曲线较为复杂,但在一定范围内可接近直线,接近直线部分可简化为:

$$R_2(T) = eT + f. \quad (16)$$

(4) $R(T)$ 分段曲线连接处的转折点处对应温

$\{Y | y_1, \dots, y_n\}$ ,其面形精度为  $R_Y$ ,根据面形精度 RMS 定义可推出:

$$R_X = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2 - n\bar{x}^2}{n}}, R_Y = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n y_i^2 - n\bar{y}^2}{n}}, \quad (11)$$

二者共同作用下,其面形精度  $R_{X+Y}$  为:

度为  $T_0$ ,则对应参数  $t_0$  为:

$$t_0 = T_0 + \frac{b}{2a}. \quad (17)$$

### 3.2 尝试法确定 $f_0$

采用尝试法确定  $f_0$ ,即:通过反射镜面形实测结果拟合得到式(15)、(16)、(17)所示曲线,并求得  $t_0$ ,计算出该处对应的面形精度;利用式(7)及(10)得到正压力及静摩擦力参数,之后施加至有限元模型中,取  $t = t_0$ ,初值  $C = 0$ ;对比有限元仿真面形精度结果与根据曲线拟合得到的实测数据分析结果,尝试调整  $C$  的数值,当二者差异足够小时,可通过式(5)求得  $f_0$ 。

## 4 实验及分析

### 4.1 反射镜面形检测及数据处理

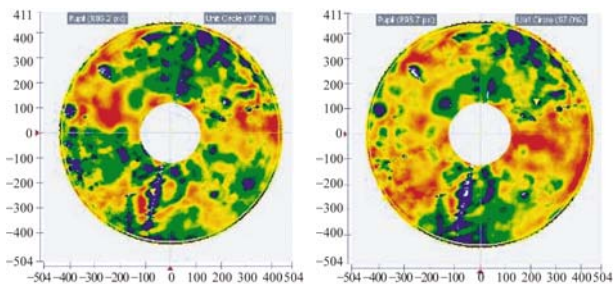
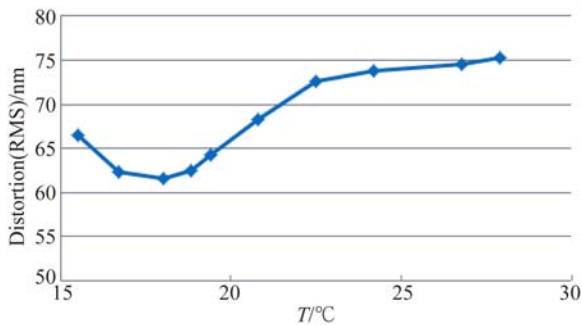
为验证文中论述,利用柔性带式支撑机构对 1.2 米 SiC 轻量化反射镜在不同温度下进行面形精度检测,实验机构如图 5 所示。检测装置置于密闭的实验舱内,通过空调控制环境温度。SiC 轻量化反射镜经过初步光学研磨,由加工残差导致的反射镜面形精度 RMS 变化为  $\lambda/10$  ( $\lambda = 632.8 \text{ nm}$ )量级。面型检测实验在夏末秋初(9月份)进行,此时长春地区昼夜温差较大,密封舱内的检测环境每天在上午 7:30~8:30 以及下午 15:30~16:30 左右较为稳定,易于得到有效的检测数据,而且上述下午检测时间在多云天气无法得到较好的检测结果。检测开始前空调系统关机,待一段时间后(通常 5~10 min),环境温度波动小于  $0.2 \text{ }^\circ\text{C}$  (通过置于反射镜中心孔的高分辨率温度计获得)时,再进行测量,此时检测云图相对稳定,可获得该检测温度下有效数据。



图 5 检测实验装置

Fig. 5 Device of measurement experiment

所使用的激光干涉仪的工作温度范围为  $15 \sim 30 \text{ }^\circ\text{C}$ , 在实测过程中发现环境温度超过  $28 \text{ }^\circ\text{C}$  时, 面形检测结果不稳定, 因而整个测量实验在  $15.5 \sim 27.9 \text{ }^\circ\text{C}$  环境温度下进行, 共采集 10 组数据, 如图 6 所示。图 6(a)、6(b)(彩图见期刊电子版) 分别是环境温度为  $15.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 、 $27.9 \text{ }^\circ\text{C}$  时面形精度检测云图。对比图 6(a)、6(b) 可知, 温差导致的支撑力改变对反射镜面形影响主要体现为出现较大像散。图 6(c) 所示曲线说明实验 1~6 所处环境温度差异小于  $t_0$ , 实验 7~10 的环境温度差异大于  $t_0$ 。

(a)  $15.5 \text{ }^\circ\text{C}$  检测结果(b)  $27.9 \text{ }^\circ\text{C}$  检测结果(a) Measurement at  $15.5 \text{ }^\circ\text{C}$  (b) Measurement at  $27.9 \text{ }^\circ\text{C}$ 

(c) 面形精度-温度检测曲线

(c) RMS-T measurement curve

图 6 检测结果

Fig. 6 Measurement results

根据式(15), 对实验 1~6 数据进行最小二乘法拟合, 得到:

$$R_1(T) = \sqrt{102.779T^2 - 3669.742T + 36570.547}$$

由式(15)可推导出, 静摩擦影响为 0 时面形精度最小点温度为  $17.85 \text{ }^\circ\text{C}$ , 最小面形精度为  $61.6 \text{ nm}$ 。

根据式(16), 对实验 7~10 数据进行最小二乘法拟合, 得到:

$$R_2(T) = 0.443T + 62.783$$

根据式(17)可解得  $t_0 = 3.72 \text{ }^\circ\text{C}$ , 即环境温度达到  $21.57 \text{ }^\circ\text{C}$  时, 静摩擦力开始达到最大值, 相应位置处镜体与支撑带之间将产生相对错动。根据式(15)可计算得到此时面形精度为  $72.34 \text{ nm}$ 。

定义检测数据为  $\{M | m_1, \dots, m_{10}\}$ , 曲线拟合数据数据为  $\{A | a_1, \dots, a_{10}\}$ , 二者相关系数:

$$\rho_{MA} = \frac{\text{Cov}(M, A)}{\sqrt{\text{Var}(M)} \sqrt{\text{Var}(A)}}, \quad (18)$$

式中  $\text{Var}(M)$ 、 $\text{Var}(A)$  分别表征  $\{M\}$ 、 $\{A\}$  方差, 通过计算可得到检测结果与曲线拟合数据的相关系数为  $0.898$ , 说明拟合曲线与实验数据高度相关, 拟合曲线较好地反映了实测结果的趋势及分布, 即所述参数  $t_0$  的解算比较准确。

#### 4.2 有限元仿真分析

1.2 米 SiC 轻量化反射镜有限元模型如图 7 所示。反射镜模型网格沿圆周方向 ( $2\pi \text{ rad}$ ) 240 等分, 根据图 5 知, 支撑带与竖直方向的夹角约为  $6^\circ$ , 即  $\theta \approx \pi/30$ , 可得到离散点数量  $n=56$ 。在反射镜外侧壁, 模型网格沿光轴方向 4 等分, 即划分 5 个节点。每个节点所施加的支撑力均是对应位置的五分之一。为了便于叙述, 文中所述的节点及相应支撑力均为其对应圆周方向角度位置及其合力。根据文中 3.2 所述方法, 可得到  $C = 1.25 \text{ N}/^\circ\text{C}$ , 根据式(5)及已算得的  $t_0$ , 可求得相应温差下  $f_0 = 4.65 \text{ N}$ 。进一步, 通过式(7)及式(10)可得到不同温度下反射镜边缘节点所受静摩擦力及径向正压力的数值解分布。

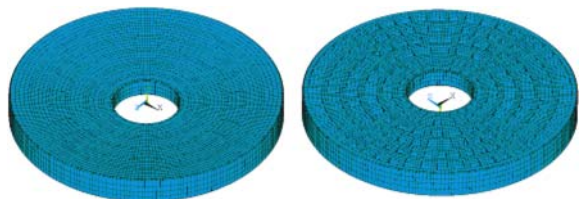


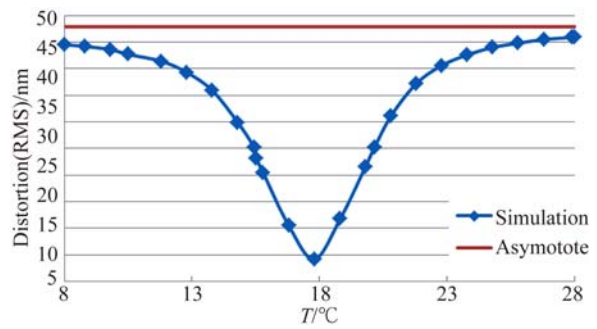
图 7 SiC 轻量化反射镜有限元模型

Fig. 7 FEA models of SiC light-weight reflection mirror

根据图 1、图 5 所述柔性带式支撑原理及实际机构,有限元仿真中,反射镜模型的边界条件采用施加节点力结合节点位移约束的方式。对相应摩擦面的节点施加参数化的静摩擦力及正压力;在两侧定位块位置利用 CE 约束方程使反射镜相应位置节点可沿切向自由运动但限制其径向运动;在反射镜顶端定位块位置节点施加水平方向位移约束;在反射镜背板 3 个轴向支撑处施加沿光轴方向位移约束。以上约束使反射镜模型处于静定状态,符合柔性带式支撑机构实际情况。

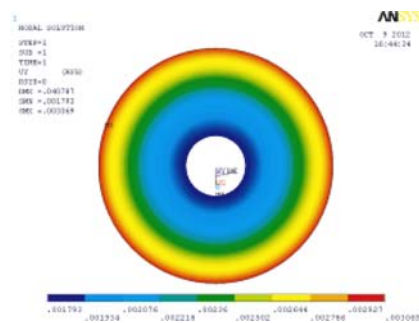
在有限元分析中,温度变化范围为 8 ~ 28 °C,包含了实验检测温度区域,同时对超出检测温度范围的对称区域进行估计。图 8 为有限元仿真结果。

图 8(a)、(b)分别为 15.5 °C、27.9 °C 时反射镜面形云图,对比图 6(a)、(b)可知,同样温度下,因温度变化导致像散趋势一致。图 8(c)为静摩擦力为 0,即反射镜只受均匀径向正压力状态面形云图,此时面形精度 RMS=4.2 nm。图 8(d)为温度极限状态,即各个节点均受最大静摩擦力状态面形云图,此时面形精度 RMS=47.9 nm,为图 8(e)所示模拟仿真面形精度-温度曲线渐近线对应数值。图 8(f)为反射镜发生 15 °C 温差时自身热膨胀仿真分析结果,去除 piston 及 defocus 项后,其对反射镜面形精度影响为 1.36 nm,主要体现为 spherical 项;相比于其他因素,反射镜自身热膨胀对于分析及检测结果影响极小,故本文在论述中将其忽略不计以合理简化分析过程。



(e)面形精度-温度仿真曲线

(e)RMS-T FEA curve



(f)反射镜热膨胀仿真

(f)FEA for thermal expansion of reflection mirror

图 8 有限元仿真结果

Fig. 8 FEA simulation results

根据式(15),当  $T = -b/2a$  时,即对应图 8(c)状态,此时反射镜仅受理想正压力作用。在实际机构中,在该温度下,影响反射镜面形的因素为正压力作用和其自身加工残差,根据式(14),结合有限元仿真结果,得到反射镜自身加工残差  $\delta$  的估算:

$$\delta = \sqrt{61.6^2 - 4.2^2} = 61.46 \text{ nm.}$$

将反射镜加工残差合成到仿真分析结果中,可得到图 9 所示曲线。

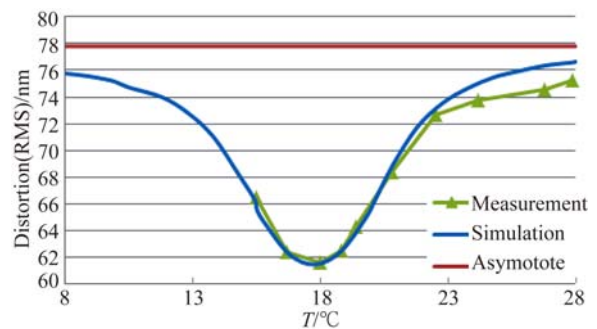
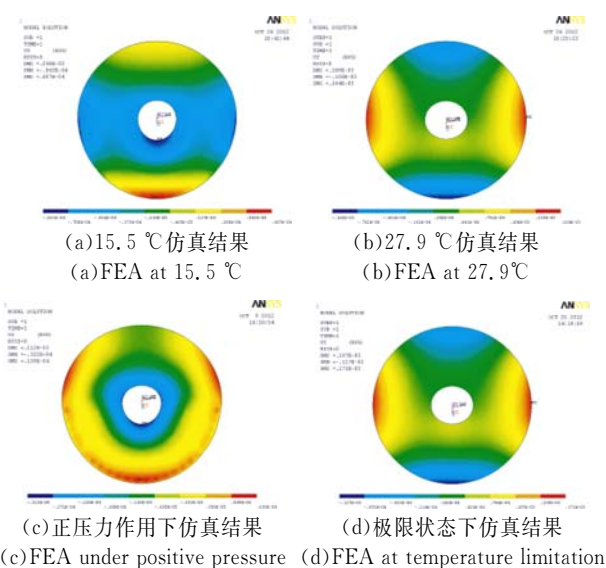


图 9 结果对比

Fig. 9 Results comparison between FEA and measurement



(a)15.5 °C 仿真结果  
(a)FEA at 15.5 °C

(b)27.9 °C 仿真结果  
(b)FEA at 27.9 °C

(c)正压力作用下仿真结果

(d)极限状态下仿真结果

(c)FEA under positive pressure (d)FEA at temperature limitation

通过实测结果与仿真分析结果对比发现, 15~21 °C 区间, 仿真分析与实测结果一致性较好, 说明所提出的模型在此温度阶段可较好地反映静摩擦力的作用机理; 而在 21~28 °C 区间, 仿真结果普遍大于测量结果, 说明该模型对于接触面发生过相对错动后再次达到最大静摩擦的阈值估计偏高; 同时根据式(10)可知, 该差距主要由温度达到  $T_0$  (温差达到  $t_0$ ) 后, 将最大静摩擦  $f_0$  近似简化为常量所致, 其参数化的修正机理较为复杂, 需今后进一步深入研究予以解决; 同时在环境温度达到 24 °C 左右后, 静摩擦模型的仿真分析与检测结果之间的差距相对恒定, 说明静摩擦模型在该温度范围仍具有一定的可信性。

## 5 结 论

针对采用柔性带式支撑方式的大口径光学反

射镜与支撑带之间静摩擦力对反射镜面形精度的影响难以直接测量, 而该静摩擦力对反射镜面形精度干扰显著的实际情况, 提出利用温度变化将导致静摩擦力状态变化这一现象, 建立温度—静摩擦数学关系, 通过测量不同温度下反射镜面形精度, 可间接推导出静摩擦力对反射镜面形精度影响。

利用文中推导的静摩擦力与温度变化关系模型进行有限元模型仿真, 结果显示: 相比于面形检测结果, 二者在 15~28 °C 范围内的一致性较好, 说明静摩擦模型较好地解释了反射镜镜体与支撑带之间较为复杂的力学关系。对于柔性带式支撑系统而言, 尤其在 1 米级反射镜加工检测、标准平面镜、光管主反射镜的实际应用中, 本文方法可较为准确地预估出环境温度变化导致的反射镜面形精度变化, 提高实际加工及检测的准确度, 为分析、检测实践提供借鉴。

## 参考文献:

- [1] 吴小霞, 杨洪波, 张景旭, 等. 钢带支撑轻量化椭圆镜的变形研究[J]. 光子学报, 2008, 37(10): 2080-2083.  
WU X X, YANG H B, ZHANG J X, *et al.*. Strain of a lightweight elliptical mirror with steel strip support [J]. *Acta Photonica Sinica*, 2008, 37(10):2080-2083. (in Chinese)
- [2] 王富国, 杨洪波, 赵文兴, 等. 1.2 m SiC 主镜轻量化设计与分析[J]. 光学精密工程, 2009, 17(1):85-91.  
WANG F G, YANG H B, ZHAO W X, *et al.*. Lightweight design and analysis of a 1.2 m SiC primary mirror [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(1):85-91. (in Chinese)
- [3] IWONA A P, ISACC G. Developing SiC for optical system application [J]. *Novel Optical Systems Design and Optimization*, 2004, 5524:14-20.
- [4] 吴小霞, 李剑锋, 宋淑梅, 等. 4 m SiC 轻量化主镜的主动支撑系统[J]. 光学精密工程, 2014, 22(9):2452-2457.  
WU X X, LI J F, SONG SH M, *et al.*. Active support system for 4 m SiC lightweight primary mirror [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(9): 2452-2457. (in Chinese)
- [5] WILSON R N. *Reflecting Telescope Optics II, Manufacture, Testing, Alignment, Modern Tech-*
- niques* [M]. Berlin:Springer Press, 1999:264-268.
- [6] 董冰, 付跃刚, 刘智颖. 大口径光学离轴平行光管研究——主反镜结构及光学检测[J]. 应用光学, 2011, 32(4):714-717.  
DONG B, FU Y G, LIU ZH Y. Large aperture off-axis collimator:primary mirror structure and optical inspection [J]. *Journal of Applied Optics*, 2011, 32(4):714-717. (in Chinese)
- [7] 高明辉, 李丽富, 徐敬礼, 等. 一种新型多波段大口径平行光管的设计[J]. 红外与激光工程, 2009, 38(4):698-701.  
GAO M H, LI L F, XU J L, *et al.*. Design of a new kind of multi-waveband large aperture parallel light pipe [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2009, 38(4):698-701. (in Chinese)
- [8] 叶露, 王肇勋. 大口径长焦距平行光管主反射镜支撑与调整机构的研究[J]. 光学精密工程, 2000, 8(5):462-465.  
YE L, WANG ZH X. Supporting and adjusting for collimator primary mirror with large-aperture and long-focal length [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2000, 8(5):462-465. (in Chinese)
- [9] 赵天骄, 乔彦峰, 孙宁, 等. 经纬仪主镜在支撑系统下的面形变化[J]. 中国光学, 2017, 10(4):477-483.  
ZHAO T J, QIAO Y F, SUN N, *et al.*. Surface deformation of theodolite primary mirror under the support system [J]. *Chinese Optics*, 2017, 10(4):

- 477-483. (in Chinese)
- [10] PAUL R Y. *Opto-mechanical System Design* [M]. (3<sup>rd</sup> edition), Boca Raton: CRC Press, 2006:471-474.
- [11] 程景全. 天文望远镜原理和设计[M]. 北京:中国科学技术出版社, 2003.  
CHENG J Q. *Principles of Astronomical Telescope Design* [M]. Beijing:China Science & Technology Press, 2003. (in Chinese)
- [12] 杨利伟,李志来,薛栋林,等. 应用方位反向技术提取反射镜零重力面形[J]. 中国光学, 2016, 9(5): 606-612.  
YANG L W, LI ZH L, XUE D L, *et al.*. Extracting zero-gravity surface figure of mirror by orientation reversal [J]. *Chinese Optics*, 2016, 9(5): 606-612. (in Chinese)

#### 作者简介:



邵亮(1982-),男,吉林桦甸人,硕士,副研究员,2006年于中国科学技术大学获得学士学位,2009年于中国科学院国家天文台南京天文光学技术研究所获得硕士学位,主要从事大型镜面支撑系统设计和仿真分析工作。  
E-mail: shaol@ciomp.ac.cn



吴小霞(1981-),女,江苏盐城人,博士,研究员,2003年于吉林大学获得学士学位,2008年于中国科学院长春光学精密机械与物理研究所获得博士学位,主要从事大口径薄镜面主动支撑系统设计和仿真分析。E-mail: wuxiaoxia@sohu.com