

# 考虑航天器舱体—附件耦合效应的热颤振准则

樊孝清<sup>1</sup> 陆栋宁<sup>2</sup> 陈守磊<sup>2</sup> 汤亮<sup>2</sup> 向志海<sup>1†</sup>

(1.清华大学航天航空学院,北京 100084)(2.北京控制工程研究所,北京 100190)

**摘要** 考虑具有端部附加质量的柔性附件及其和舱体的耦合效应,本文系统地推导出了一个带柔性附件的航天器热颤振准则,并用有限元程序进行了模拟校验.该准则揭示了柔性附件和舱体的质量特性和系统热诱发振动稳定性之间的关系.当舱体的质量特性远大于柔性附件的质量特性时,该准则就退化为悬臂柔性附件的热颤振准则.

**关键词** 热诱发振动, 热颤振, 航天结构, 稳定性分析, 傅里叶温度单元

DOI: 10.6052/1672-6553-2017-40

## 引言

航天器在进出地球阴影的过程中,太阳翼、天线等轻柔附件受到突变太阳热流的作用会产生热诱发振动现象.这种热致响应可能会干扰航天器平台的姿态,从而影响其正常的功能<sup>[1-7]</sup>.

早在1956年Boley教授就从理论上预测了热诱发振动现象<sup>[8,9]</sup>,并定义了一个Boley参数 $B = \tau_T \omega_1$ 来表征一根悬臂梁热诱发振动的程度<sup>[9]</sup>.其中: $\tau_T$ 是悬臂梁受到突加阶跃热流载荷时其上下表面温差达到稳定的时间,称为结构热特征时间; $\omega_1$ 是悬臂梁的最小振动圆频率.悬臂梁的热致最大动态挠度与最大准静态挠度的比值可以表示为 $1 + 1/\sqrt{1+B^2}$ ,即Boley参数越小热诱发振动越严重.由于大多数航天器柔性附件的振动模态和悬臂梁很接近,因此Boley参数通常能够很好地描述航天器的热诱发振动程度.不过最近的研究发现,对于具有复杂模态的结构,当Boley参数较大时仍然可能出现其它形式的明显的热诱发振动现象<sup>[10]</sup>.

不稳定的热诱发振动会导致热颤振,从而对航天器产生灾难性的影响.比如,1990年发生的哈勃太空望远镜的太阳翼热颤振事故就严重降低了它的成像精度<sup>[1-3]</sup>.因此,热颤振准则一直是相关领域的研究重点.文献[11]首次建立了悬臂梁的热颤振准则,但随后被文献[12]进行了修正.该准则认为,对于一根受突加热流作用的悬臂梁,只有热流沿着

梁表面法线的偏离固定端方向入射时才不会发生热颤振.文献[13]就使用了此准则来分析哈勃太空望远镜的热颤振事故.不过实验发现,当热流沿着悬臂梁法线方向入射时,也会发生热颤振现象<sup>[14]</sup>,和文献[12]的准则不完全一致.而文献[15]认为造成这种差异的原因是忽略了结构受力和变形之间的耦合因素,并给出了一个修正的热颤振准则:只有热流入射角大于热变形后梁端部的转角时才不会发生热颤振.

现有文献中的热颤振准则都是针对一根悬臂梁建立的.但随着航天器的发展,柔性附件的端部往往还会安放有一定质量的科学仪器;而且柔性附件的几何尺寸也越来越大,导致其转动惯量越来越接近航天器舱体的转动惯量.针对这些情况,本文考虑了具有端部附加质量的柔性附件及其和舱体的耦合效应,推导出了一个航天器热颤振准则,并结合有限元模拟讨论了热颤振的一般规律.由于这种结构的振动非常缓慢,因此下面的推导中忽略应变率所产生的热应力.另外,也不考虑材料性能随温度的变化.

## 1 物理模型和基本方程

### 1.1 坐标系和基本假设

类似于文献[16],本文讨论如图1所示平面刚柔耦合模型.其中:航天器舱体(质量为 $M_1$ ,转动惯量为 $I_1$ ,回转半径为 $R_1$ )只发生刚体平移 $u_x, u_y$

和转动 $\beta$ ;柔性附件(中面半径为 $R$ ,壁厚为 $h$ 的圆管截面梁,其密度为 $\rho$ ,弹性模量为 $E$ 、截面惯性矩为 $I$ ,长度为 $L$ ,横截面积为 $A$ )在随舱体发生刚性转动的同时还发生相对于舱体的弹性变形;外伸端设备(质量为 $M_2$ ,转动惯量为 $I_2$ ,回转半径为 $R_2$ )和柔性附件是刚性连接,也只发生刚体运动.对此问题可以采用两套坐标系进行描述:

(1)空间固定坐标系 $X-Y$ 的原点 $O$ 取为舱体的初始形心.在此坐标系中,太阳热流 $S_0$ 的方向恒定.

(2)随体坐标系 $x-y$ 的原点 $o$ 取在舱体和柔性附件梁的连接处.在此坐标系中,梁发生沿着 $y$ 正方向的弹性变形 $v$ .

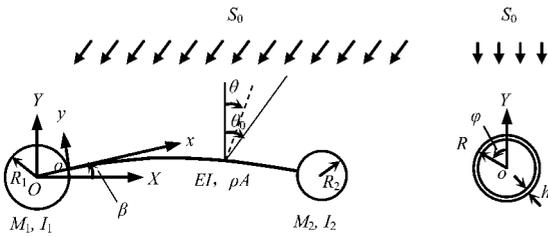


图1 理论模型

Fig. 1 The oretical model

## 1.2 基本方程

梁上任意一点 $x$ 处所吸收的热流为:

$$q(x, \varphi, t) = \alpha_s S_0 \delta \cos \varphi \cos [\theta_0 - \theta(x, t)] \quad (1)$$

式中: $\alpha_s$ 为梁表面的吸收率;太阳入射热流和变形前梁法线方向的初始夹角 $-\pi/2 \leq \theta_0 \leq \pi/2$ ;根据Euler-Bernoulli梁的平截面假设,变形后梁法线和变形前梁法线的夹角 $\theta(x, t) = -\partial v(x, t)/\partial x - \beta$ ;  $\delta$ 函数描述了梁的一半外表面受热流照射的情况:

$$\begin{cases} \delta = 1 & -\pi/2 \leq \varphi \leq \pi/2 \\ \delta = 0 & \pi/2 < \varphi < 3\pi/2 \end{cases} \quad (2)$$

在此热流作用下,梁中的温度分布满足<sup>[15]</sup>:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{k}{R^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\varepsilon \sigma}{h} T^4 = \frac{q}{h} \quad (3)$$

其中: $c$ 是比热, $k$ 是导热系数, $\varepsilon$ 是发射率, $\sigma$ 是玻尔兹曼常数,其值为 $5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ .

类似于文献[2,3],梁横截面的温度可以近似分解为平均温度 $T_a$ 和摄动温度 $T_p$ 两部分: $T(x, \varphi, t) \approx T_a(x, t) + T_p(x, t) \cos \varphi$ .这样,方程(3)可变为两个解耦的方程:

$$\frac{\partial T_a}{\partial t} + \frac{\varepsilon \sigma}{\rho c h} T_a^4 = \frac{\alpha_s S_0}{\rho c h} \cos \left( \theta_0 + \frac{\partial v}{\partial x} + \beta \right) \quad (4)$$

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} + \left( \frac{k}{\rho c R^2} + \frac{4\varepsilon \sigma}{\rho c h} T_a^3 \right) T_p = \frac{\alpha_s S_0}{2\rho c h} \cos \left( \theta_0 + \frac{\partial v}{\partial x} + \beta \right) \quad (5)$$

$T_a$ 只引起梁的长度改变,而 $T_p$ 会产生分布的热弯矩:

$$\begin{aligned} M_T(x, t) &= - \int_A \alpha_T E (T - T_0) y dA \\ &= - \frac{EI \alpha_T}{R} T_p(x, t) \end{aligned} \quad (6)$$

其中: $\alpha_T$ 为梁的热膨胀系数.

系统的动能 $T$ 为柔性附件动能、舱体与外伸端设备的转动动能之和:

$$\begin{aligned} T &= \frac{I_{eff}}{2} \dot{\beta}^2 + \int_0^L \rho A \left[ \frac{1}{2} v^2 + (R_1 + x) \dot{\beta} v \right] dx + \\ &\quad \frac{M_2}{2} \left[ v^2 + 2(R_1 + L + R_2) \dot{\beta} v + R_2^2 v'^2 \right] \Big|_{x=L} + \\ &\quad \frac{I_2}{2} v'^2 \Big|_{x=L} \end{aligned} \quad (7)$$

式中 $I_{eff}$ 为等效转动惯量:

$$I_{eff} = \rho A L \left( R_1^2 + R_1 L + \frac{L^2}{3} \right) + I_1 + M_2 (R_1 + L + R_2)^2 + I_2 \quad (8)$$

系统的势能 $U$ 只包括柔性附件的势能:

$$U = \int_0^L \left[ \frac{1}{2} EI (v'')^2 - v'' M_T \right] dx \quad (9)$$

根据(7)和(9)式,考虑到柔性附件和舱体固定连接的强制边界条件 $v(0) = 0$ 和 $v'(0) = 0$ ,并且忽略热弯矩沿 $x$ 方向的变化( $M'_T = 0$ ),可由Hamilton原理得到平衡方程:

$$I_{eff} \ddot{\beta} + \int_0^L \rho A (R_1 + x) \ddot{v} dx + M_2 (R_1 + L + R_2) \ddot{v}(L) = 0 \quad (10)$$

$$\rho A (R_1 + x) \ddot{\beta} + EI v'''' + \rho A \ddot{v} = 0 \quad (11)$$

和 $x=L$ 处的边界条件:

$$EI v'' + (I_2 + M_2 R_2^2) \ddot{v}' = - \frac{EI \alpha_T}{R} T_p \quad (12)$$

$$EI v''' = M_2 [\ddot{v} + (R_1 + L + R_2) \ddot{\beta}] \quad (13)$$

## 1.3 基本方程的稳态解

因为热—固耦合效应对稳态解影响不大<sup>[15]</sup>,下面就求解非耦合情况下的稳态位移.此时令上文中方程中和时间相关的项为零,即可求解.

从(4)和(5)式解得稳态平均温度和摄动温度:

$$\bar{T}_a = \left( \frac{\alpha_s S_0 \cos \theta_0}{\pi \sigma \varepsilon} \right)^{1/4} \quad (14)$$

$$\bar{T}_p = \frac{\alpha_s S_0 \cos \theta_0}{2 \rho c h} \tau_T \quad (15)$$

上式中的热特征时间  $\tau_T$  满足:

$$\frac{1}{\tau_T} = \frac{k}{\rho c R^2} + \frac{4 \varepsilon \sigma \bar{T}_a^3}{\rho c h} \quad (16)$$

从(11)~(13)式可以解得准静态挠度:

$$v_{qs} = \bar{v} (1 - e^{-x/L}) \quad (17)$$

上式中的  $\bar{v} = -\frac{\alpha_r \bar{T}_p}{2R} x^2$ .

将(17)式代入(10)式可得舱体的稳态转角:

$$\bar{\beta} = \frac{\alpha_r \bar{T}_p L^2}{2 R I_{eff}} \left[ \rho A L \left( \frac{R_1}{3} + \frac{L}{4} \right) + M_2 (R_1 + L + R_2) \right] \quad (18)$$

#### 1.4 基本方程的近似解

柔性附件通常以一阶弯曲振动为主,因此可以将它在随体坐标系中的挠度近似表示为:

$$v(x, t) = V(t) N(x) \quad (19)$$

式中的试函数  $N(x) = x^2$ , 它满足边界条件的要求, 即  $N(0) = 0$  和  $N'(0) = 0$ .

将(19)式代入(10)~(13)式,用加权余量法可以得到:

$$M \ddot{v} + K V = P \quad (20)$$

其中:

$$M = \rho A \int_0^L N^2 dx + M_2 N(L)^2 + (I_2 + M_2 R_2^2) N'(L)^2 - \frac{1}{I_{eff}} \left[ \rho A \int_0^L (R_1 + x) N dx + M_2 (R_1 + L + R_2) N(L) \right]^2 \quad (21)$$

$$K = EI \int_0^L [N''(x)]^2 dx \quad (22)$$

$$P = -\frac{EI \alpha_r}{R} N'(L) T_p \quad (23)$$

由方程(4)和(5)可知  $T_a$  比  $T_p$  变化缓慢得多,因此可以近似认为它是一个常数.这样(5)式可近似为:

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} + \left( \frac{k}{\rho c R^2} + \frac{4 \varepsilon \sigma \bar{T}_a^3}{\rho c h} \right) T_p \approx \frac{\alpha_s S_0}{2 \rho c h} \cos \left( \theta_0 + \frac{\partial v}{\partial x} + \beta \right) \quad (24)$$

联立求解(20)~(24)式,就可以得到热—固耦合情况下的近似解.

## 2 稳定性分析

引入状态向量  $X = [V \quad v \quad T_p]^T$ , 将(20)和(24)式在  $x$  处写成状态方程的形式:

$$\dot{X} = f(X) = AX + B \quad (25)$$

式中:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K}{M} & 0 & -\frac{EI \alpha_r}{MR} N'(L) \\ 0 & 0 & -\left( \frac{k}{\rho c R^2} + \frac{4 \varepsilon \sigma \bar{T}_a^3}{\rho c h} \right) \end{bmatrix} \quad (26)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{\alpha_s S_0}{2 \rho c h} \cos [\theta_0 + N'(x) V + \beta] \end{bmatrix} \quad (27)$$

由于  $B$  中耦合项的存在, (25)式是非线性的. 根据李雅普诺夫稳定性判别方法, 可以用(25)式在平衡状态的线性近似来分析系统的稳定性. 为此, 将(25)式在平衡状态  $\bar{X}$  附近进行泰勒展开, 舍弃高阶项后可得它在平衡状态的线性近似系统方程:

$$\dot{Y} = \bar{A} Y \quad (28)$$

其中:  $Y = X - \bar{X}$ ,

$$\bar{A} = \left. \frac{\partial f}{\partial X} \right|_{X=\bar{X}} = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ \frac{K}{M} & 0 & \frac{EI \alpha_r}{MR} N'(L) \\ \frac{\alpha_s S_0 \sin(\theta_0 - \bar{\theta})}{2 \rho c h} N'(x) & 0 & \frac{k}{\rho c R^2} + \frac{4 \varepsilon \sigma \bar{T}_a^3}{\rho c h} \end{bmatrix} \quad (29)$$

而  $\bar{\theta} = -\frac{\partial v}{\partial x} - \bar{\beta}$  为柔性附件在稳态时的法线偏移角, 它在  $x=L$  处取最大值.

(28)式的特征多项式为:

$$\det(sI - \bar{A}) = s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 \quad (30)$$

其中:

$$a_0 = \left[ \frac{4k}{R^2} + \frac{16 \varepsilon \sigma \bar{T}_a^3}{h} - \frac{2 \alpha_r \alpha_s S_0 x}{hR} \sin(\theta_0 - \bar{\theta}) \right] \frac{EIL}{M \rho c} \quad (31)$$

$$a_1 = \frac{4EIL}{M} \quad (32)$$

$$a_2 = \frac{kh + 4\varepsilon\sigma R^2 \bar{T}_a^3}{\rho ch R^2} \quad (33)$$

$$M = \frac{\rho A L^5}{5} + M_2 L^4 + 4(I_2 + M_2 R_2^2) L^2 - \frac{\left[ \frac{\rho A}{4} (L^4 + R_1 L^3) + M_2 (R_1 + L + R_2) L^2 \right]^2}{I_1 + \rho A L \left( R_1^2 + R_1 L + \frac{L^2}{3} \right) + I_2 + M_2 (R_1 + L + R_2)^2} \quad (34)$$

根据劳斯-赫尔维茨判据,三阶线性系统稳定的充分必要条件是:

$$\begin{cases} a_0 > 0 \\ a_1 > 0 \\ a_2 > 0 \\ a_1 a_2 > a_0 \end{cases} \quad (35)$$

一般舱体的转动惯量都很大,由(34)式可知此时一定满足  $M > 0$ 。根据(32)和(33)式,显然  $a_1 > 0, a_2 > 0$ 。再根据(31)式,对于常见的柔性附件梁是很容易满足  $a_0 > 0$ 的。因此只要  $a_1 a_2 > a_0$  系统便是稳定的。根据(31)和(33)式可知,此条件等价于:

$$\theta_0 > \max\{\bar{\theta}\} \quad (36)$$

即要求热流的人射角要大于在这个入射角下稳定状态时梁端部的准静态转角。

下面进一步讨论上述稳定性准则:

(1)当舱体的转动惯量远大于柔性附件的转动惯量时,由(18)式可知舱体的稳态转动角  $\bar{\beta}$  趋近于零,近似于固定端的情况。于是得到和文献<sup>[15]</sup>一致的结论:系统不发生热颤振的条件是空间热流的人射角大于在这个入射角下稳定状态时梁端部的准静态转角。

(2)如果舱体的转动惯量不足够大,由(18)式可知舱体的稳态转动角  $\bar{\beta}$  也不可被忽略。此时如果交换外伸端设备和舱体在图1所示模型中的位置,仍然可以得到(36)式。这意味着无论空间热流从何方向入射,系统一定会发生热颤振。

(3)热颤振准则(36)式是在无阻尼的情况下建立的。阻尼越大,热诱发振动的幅度就会越小。当阻尼大到一定程度时,也不会发生热颤振。

### 3 仿真校验

当外伸端设备质量很小或对舱体有姿态控制时,可以忽略舱体的转动角,从而认为柔性附件的

一端是完全固定的。此时准则(36)就和文献<sup>[15]</sup>的准则一致,其正确性已经得到验证。

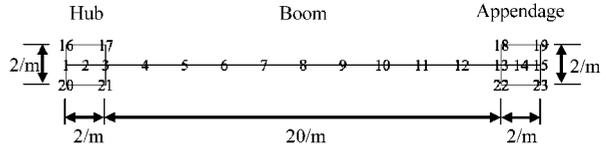


图2 有限元模型

Fig. 2 Finite element model

表1 各工况的参数

Table 1 Parameters of each case

Case	$M_1$ /kg	$I_1$ /kgm <sup>2</sup>	$M_2$ /kg	$I_2$ /kgm <sup>2</sup>	$\xi$ /%	$\theta_0$ /(°)
1	125.7	142.4	125.7	142.4	0.0	0
2	125.7	142.4	125.7	142.4	0.0	60
3	125.7	142.4	125.7	142.4	0.0	-60
4	125.7	142.4	125.7	142.4	0.2	0
5	125.7	142.4	125.7	142.4	0.2	60
6	125.7	142.4	125.7	142.4	0.2	-60
7	125.7	142.4	125.7	142.4	0.8	0
8	125.7	142.4	125.7	142.4	0.8	60
9	125.7	142.4	125.7	142.4	0.8	-60
10	1256637.1	1424188.7	0.0	0.0	0.0	30
11	1256637.1	1424188.7	1.0	1.1	0.0	30
12	1256637.1	1424188.7	10.0	11.4	0.0	30
13	1256637.1	1424188.7	0.0	0.0	0.0	-30
14	1256637.1	1424188.7	1.0	1.1	0.0	-30
15	1256637.1	1424188.7	10.0	11.4	0.0	-30

下面根据图2所示有限元模型来讨论入射角度  $\theta_0$ 、舱体质量特性、设备质量特性和阻尼比  $\xi$  对热颤振的影响。该模型中分别用两个“日”字形刚性方框来模拟舱体和设备 ( $R_1 = R_2 = 1\text{m}$ ),用一根总质量为  $1.0\text{kg}$  的梁来模拟柔性附件 ( $R = 0.01\text{m}, h = 0.001\text{m}, \rho = 2000\text{kg}/\text{m}^3, E = 100\text{GPa}, k = 8\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}), c = 800\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}), \alpha_s = 0.8, \varepsilon = 0.8, \alpha_T = 1.6 \cdot 10^{-5} 1/\text{K}$ 。模拟时采用文献<sup>[2,3]</sup>中的有限元方法,考虑了热结构的耦合效应。表1列出了15种工况。施加  $S_0 = 1350\text{W}/\text{m}^2$  的突加阶跃热流时的模拟结果如图3和图4所示。

从图3可以看出,当舱体和外伸端设备的质量特性相同时,无论从何角度入射,系统都是不稳定的。这也不难从系统动能的积累过程进行理解。在没有姿态控制时,系统的空间转动刚度为零,突加热流很容易使其姿态发生改变,从而吸收更多的热量并转化为系统的动能。在没有阻尼时,系统的动能就会越来越大,最终导致系统失稳。这个结论具有普遍性,即当  $M_1$  和  $M_2$  不相等时也是成立的。

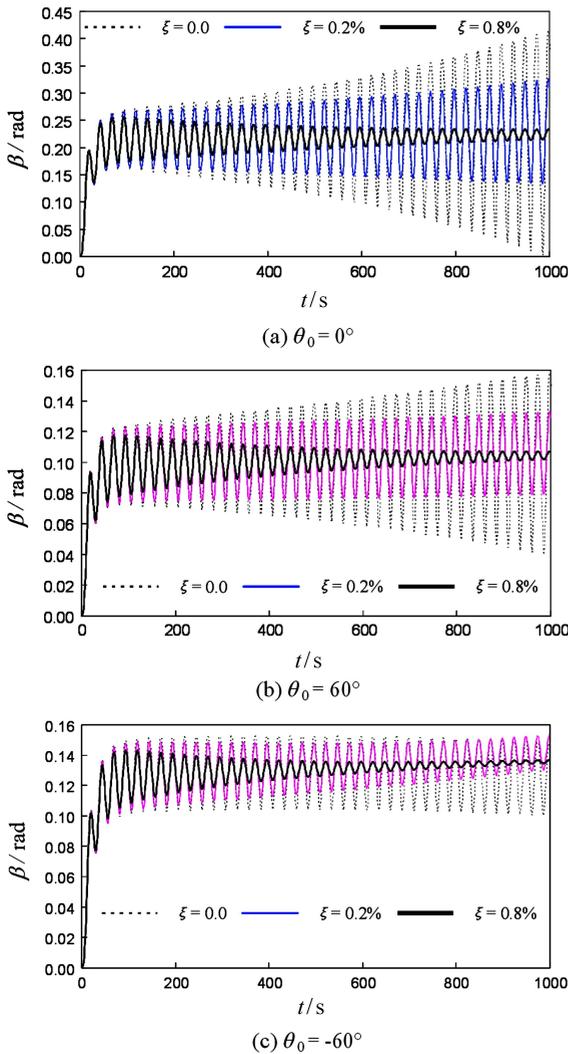


图 3 阻尼和入射角度对舱体转角的影响 ( $M_1 = M_2$ )

Fig. 3 Impact of damping and incident angle on the rotational angle of the hub ( $M_1 = M_2$ )

另外从图 3 还可以看出,施加  $\xi = 0.2\%$  的阻尼可以明显降低热诱发振动的幅值,但还不足以改变系统的稳定性.当阻尼进一步增大到  $\xi = 0.8\%$  时,系统的热诱发振动的幅值急剧衰减,因此整个系统最终也是稳定的.

从图 4 可以看出,当舱体的质量特性很大时系统就接近于舱体固定的情况,此时的柔性附件就相当于带端部质量的悬臂梁,而系统热颤振准则就退化为文献 [15] 中的结果.另外,如果外伸端设备的质量越大,则系统的弯曲振动频率越低,热诱发振动得就越剧烈.

以上算例的结果和本文推导的热颤振准则所揭示的规律相符.这意味着带柔性附件的航天器在轨运行时如果没有进行姿态控制,在小阻尼情况下

是容易发生热颤振的.但在有姿态控制的情况下,可以通过合理的设计来避免发生热颤振事故.

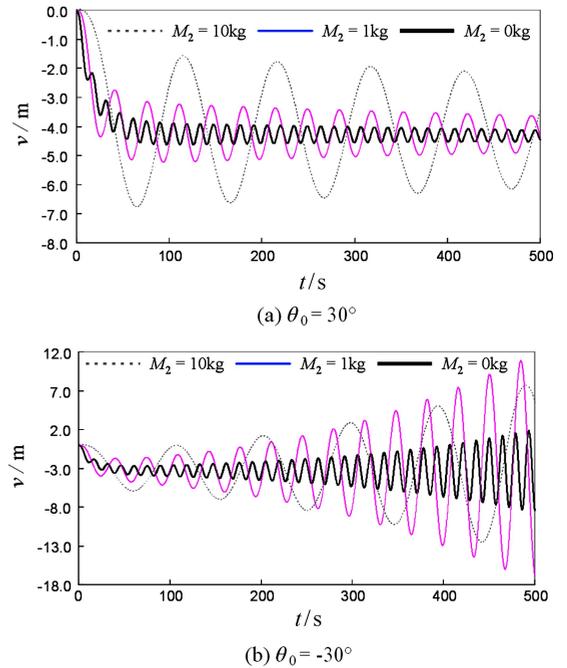


图 4  $M_2$  对 13 节点挠度的影响 ( $\xi = 0$ )

Fig. 4 Impact of  $M_2$  on the deflection of Node 13 ( $\xi = 0$ )

## 4 结论

对于含外伸端质量的柔性附件和航天器耦合系统,本文详细推导了其热诱发振动的稳定性准则.该准则得到了有限元结果的验证,并且在舱体质量特性很大时可以退化为已知的热颤振准则.这个稳定性准则以及相关的数值模拟所得到的规律性结果可以为航天器的设计提供帮助.

## 参 考 文 献

- 1 Thornton E A. Thermal Structures for Aerospace Applications. Washington, DC: AIAA, 1996
- 2 范立佳,段进,向志海等.大型柔性空间结构热-动力学耦合系统的非线性有限元分析. 宇航学报, 2009, 30(1):299~304 (Fan L J, Duan J, Xiang Z H, et al. The thermal dynamic coupling analysis of large flexible space structures by finite element method considering geometric nonlinearity. *Journal of Astronautics*, 2009, 30(1):299~304 (in Chinese))
- 3 薛明德,向志海.大型空间结构的热-动力学耦合问题及其有限元分析. 固体力学学报, 2011, 32(10):318~328 (Xue M D, Xiang Z H. Thermal dynamic coupling problem

- of large space structures and its FEM analysis. *Chinese Journal of Solid Mechanics*, 2011, 32(10):318~328 (in Chinese)
- 4 Shen Z X, Tian Q, Liu X N, et al. Thermally induced vibrations of flexible beams using absolute nodal coordinate formulation. *Aerospace Science and Technology*, 2013, 29(1):386~393
  - 5 Li J L, Yan S Z. Thermally induced vibration of composite solar array with honeycomb panels in low earth orbit. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 71(1):419~432
  - 6 Fan L J, Xiang Z H. Suppressing the thermally-induced vibration of large scale space structures via structural optimization. *Journal of Thermal Stresses*, 2015, 38(1):1~21
  - 7 Zhou Z C, Liu Z S, Qu G J. Modeling on thermally induced coupled micro-motions of satellite with complex flexible appendages. *Advances In Mechanical Engineering*, 2015, 7(6):1~7
  - 8 Boley B A. Thermally induced vibrations of beams. *Journal of the Aeronautical Sciences*, 1956, 23(2):179~181
  - 9 Boley B A. Approximate analyses of thermally induced vibrations of beams and plates. *Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME, Series E*, 1972, 39(1):212~216
  - 10 Su X M, Zhang J H, Wang J, et al. Experimental investigation of the thermally-induced vibration of a space boom section. *Science China Physics, Mechanics & Astronomy*, 2015, 58(4):044601
  - 11 Yu Y Y. Thermally induced vibration and flutter of a flexible boom. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 1969, 6(8):902~910
  - 12 Graham J D. Solar induced bending vibrations of a flexible member. *AIAA Journal*, 1970, 8(11):2031~2036
  - 13 Thornton E A, Kim Y A. Thermally induced bending vibrations of a flexible rolled-up solar array. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 1993, 30(4):438~448
  - 14 Rimrott F P J, Abdel-Sayed R. Flexural thermal flutter under laboratory conditions. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 1977, 4(4):189~196
  - 15 Zhang J H, Xiang Z H, Liu Y H. Stability analysis on thermally-induced vibration of a beam subjected to solar heating. *AIAA Journal*, 2014, 52(3):660~665
  - 16 Johnston J D, Thornton E A. Thermally induced attitude dynamics of a spacecraft with a flexible appendage. *Journal of Guidance Control and Dynamics*, 1998, 21(4):581~587

## A THERMAL FLUTTER CRITERION FOR SPACE STRUCTURES CONSIDERING HUB-APPENDAGE COUPLING EFFECT

Fan Xiaoqing<sup>1</sup> Lu Dongling<sup>2</sup> Chen Shoulei<sup>2</sup> Tang Liang<sup>2</sup> Xiang Zhihai<sup>1†</sup>

(1. School of Aerospace Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

(2. Beijing Institute of Control Engineering, Beijing 100190, China)

**Abstract** A thermal flutter criterion is developed in this paper for a space structure with flexible appendages, considering the coupling between the hub and the appendage with a tip mass. The validity of this criterion is demonstrated by finite element simulations. This criterion clarifies the impact of the mass characteristics of the flexible appendage and the hub on the stability of the thermally induced vibration. In addition, this criterion can degenerate to the existing criterion with cantilever flexible appendages when the mass characteristics of the hub are much larger than those of the flexible appendage.

**Key words** thermally induced vibration, thermal flutter, space structure, stability analysis, Fourier finite element