

航空发动机转子振动的“热模态”和减振设计

廖明夫¹, 丛佩红², 王娟², 何云³, 高雄兵³, 宋明波¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空工业集团 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015;

3. 中国航空工业集团 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 为适应航空发动机变转速变工况下转子动力学设计,提出了航空发动机转子“热模态”的概念. 利用两种模型解释了“热模态”的含义,并建立了“热模态”下转子动力学设计的方法. 利用支承弹性转子(弹支转子)的临界转速与支承刚性转子(刚支转子)的临界转速之比作为优化参数,对转子进行优化设计,既包含了刚度的作用,也计及了质量的影响. 结果表明:若所有“热模态”均在刚支转子的第1阶模态之下,则转子临界转速应尽量小于刚支转子的第1阶临界转速. 若第1阶“热模态”在刚支转子第1阶模态之下,而第2阶“热模态”在刚支转子第1阶模态之上,但在刚支转子第2阶模态之下,则转子第2阶临界转速应取刚支转子第2阶临界转速和刚支转子第1阶临界转速之方根值. 除此之外,转子剩余不平衡量的分布应与刚支转子的模态正交.

关 键 词: 航空发动机; 转子; 转子动力学设计; 热模态; 减振

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

“Hot modes” of rotor vibrations and vibration reduction design for aero-engines

LIAO Ming-fu¹, CONG Pei-hong², WANG Juan²,

HE Yun³, GAO Xiong-bing³, SONG Ming-bo¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China;

3. China Gas Turbine Establishment,

Aviation Industry Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: A concept of “hot modes” of aero-engines rotor was put forward to adapt to the design of rotor dynamics for variable speed operation of aero-engines. The “hot modes” were explained with two different models, and a procedure of rotor dynamics design under “hot modes” was developed. The ratios of critical speeds of rotor with elastic supports to those of the rotor with rigid supports were taken as design parameters for dynamic optimization of the rotor, which involved the influences of stiffness, mass of the rotor. Result shows that, when all “hot modes” are under the first mode of rotor with rigid supports, the critical speeds of the rotor should be lower than the first critical speed of the rotor with rigid supports. If the first “hot modes” under the first mode of rotor with rigid supports, and the sec-

ond “hot modes” is between the first and the second modes of rotor with rigid supports, the second critical speed should be equal to the root mean square of the first and the second critical speeds of the rotor with rigid supports. Additionally, it is suggested that the residual imbalance should be kept orthogonal to the modes of the rotor with rigid supports.

Key words: aero-engines; rotor; rotor dynamic design; hot modes; vibration reduction

符号表

L	转子两支承跨距	Ω_{crn}	第 n 阶同步进动临界转速
a	盘距左支承的距离	D_{crn}	第 n 阶阻尼比
I'	截面惯性矩	I, I_p	转盘的直径转动惯量、中心转动惯量
E	弹性模量	α	盘的初始偏角
s_{b1}, s_{b2}	支承刚度系数	ω	摆振激振频率
d_{b1}, d_{b2}	支承阻尼系数	γ	摆振激振的初始相位
$(x_{b1}, y_{b1}), (x_{b2}, y_{b2})$	支承坐标	c_{r1}, c_{r2}	转子的第 1 阶和第 2 阶模态刚度
(x, y)	盘中心坐标	m_{r1}, m_{r2}	转子的第 1 阶和第 2 阶模态质量
(θ_x, θ_y)	盘摆角坐标	$\mathbf{M}$	转子的模态矩阵
$s_{11}, s_{12}, s_{21}, s_{22}$	轴刚度系数	$\Omega_{1, 2}$	转子的第 1 阶和第 2 阶振型
m	盘质量	$\Omega_{cr1}, \Omega_{cr2}$	刚支转子的第 1 阶和第 2 阶临界转速
ϵ, β	盘偏心距、盘偏心的初相角	$\sim_{c_{r1}}, \sim_{c_{r2}}$	刚支转子的第 1 阶和第 2 阶模态刚度
Ω	转速	$\sim_{m_{r1}}, \sim_{m_{r2}}$	刚支转子的第 1 阶和第 2 阶模态质量
$r, \varphi, r_{b1}, r_{b2}$	复位移盘、复位移盘摆角和支承的复位移	$\mathbf{M}_{cr}$	刚支转子的模态矩阵
ω_{crn}	第 n 阶临界转速	$\Omega_{1, 2}$	刚支转子的第 1 阶和第 2 阶振型
		c_{r1}, c_{r2}	第 1 阶和第 2 阶临界转速比

近年来,随着对战机战术要求的提升和飞行任务的多样性,航空发动机变工况特征越加突出.发动机的结构动力学设计面临前所未有的挑战^[1].

航空发动机转子的结构动力学设计一直沿用“保证工作转速与临界转速留有足够裕度”的设计准则^[1-2],即不论亚临界或者超临界运行的转子,其工作转速须与临界转速保持足够的裕度,例如 15%. 由于要在超临界工作,故须设置阻尼器以降低临界响应. Gunter^[3]给出了最佳阻尼与支承刚度的关系,并分析了最佳阻尼对转子的镇定作用. 但仅考虑了第 1 阶模态. Vance 等^[4-6]较系统地总结出转子动力学设计的目标、准则和方法. 文献[7-8]建立了双转子分析模型,揭示了双转子“动力吸振”现象,剖析了中介轴承刚度各向异性引起的“重力临界”响应和低压转子不平衡引起的组合频率振动. 文献[9]建立了发动机高压转子的动力学设计方法,提出了参数临界转速的概念,建立了设计参数的检验准则.

高推质比性能的发动机在工作期间,转子频繁越过第 1 阶、甚至第 2 阶临界转速,无法保证工

作转速与临界转速之间的裕度要求,工作点甚至落在临界转速位置或邻域. 换言之,临界转速可能成为工作转速. 这种情况下的转子模态,应定义为“热模态”,对应的临界转速定义为“热临界”. 之所以定义为“热模态”,一是因为发动机运行期间,转子频繁越过临界转速,临界转速甚至可能成为工作转速;二是因为工作状态下,材料特性、配合刚度和连接刚度发生明显变化,导致临界转速在较大范围内变化,很难保证设计时的“转速裕度”;三是因为“热模态”下,转子结构动力学设计的准则是,要把转子的“热临界”响应控制在允许的限制值之下,而不再是刻意保证期望的“转速裕度”. 为此,一是要在支承中加入阻尼器;二是要保证“热模态”与刚支转子模态间的裕度,即“模态裕度”. 这一变化将需要新的设计思想和方法与之相适应,同时也带来了困难,须高度重视.

对于“热模态”下工作的转子,结构动力学设计至关重要. 设计的核心内容是减振,但不追求设定的“转速裕度”和跨越临界转速时的加速度,而是直接在临界转速之下,设计和优化转子参数,使

阻尼器阻尼效果最佳,从而允许转子在“热模态”下工作.另外,转子动平衡的要求将会更加苛刻.本文以发动机低压转子为例,分析转子的动力学特性和不平衡响应,建立“热模态”减振设计的参数匹配原则和动平衡准则.结果表明,“热模态”下阻尼器的减振效果不仅取决于阻尼器的设计,还取决于转子参数的匹配设计,即保证“模态裕度”.另外,要提高转子动平衡的精度,剩余不平衡量的分布要尽量与“热模态”正交.

1 简单转子的“热模态”设计

为说明转子“热模态”设计的思路,取图1所示的简单对称转子作为分析模型.

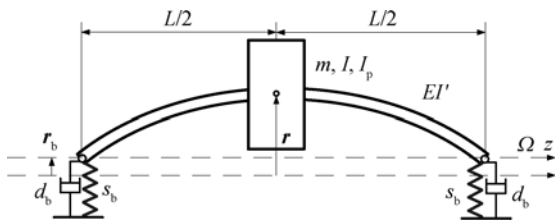


图1 带弹支和阻尼器的柔性转子^[3-4,6,10]

Fig.1 Rotor with elastic support and damper^[3-4,6,10]

如图1所示,设两个支承的刚度系数和阻尼系数分别为 s_{b1} , b_{b1} , s_{b2} 和 b_{b2} .为简单起见,取

$$s_{b1} = s_{b2} = s_b, \quad b_{b1} = b_{b2} = b_b$$

设轴两端的支承坐标分别为 (x_{b1}, y_{b1}) , (x_{b2}, y_{b2}) , 盘中心坐标为 (x, y) , 盘摆角坐标为 (θ, ψ) .

1.1 转子1阶模态为“热模态”

考虑到转子系统的对称性,盘的横向振动和摆动是相互独立的,即无交叉刚度, $s_{12} = s_{21} = 0$. 此种条件下,转子的运动方程为

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + s_{11}(x - x_b) &= m\epsilon\Omega^2 \cos(\Omega t + \beta) \\ m\ddot{y} + s_{11}(y - y_b) &= m\epsilon\Omega^2 \sin(\Omega t + \beta) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} s_{11}(x - x_b) &= 2s_b x_b + 2d_b \dot{x}_b \\ s_{11}(y - y_b) &= 2s_b y_b + 2d_b \dot{y}_b \end{aligned} \quad (2)$$

方程中 s_{11} 为置盘处轴的横向刚度,而 $x_{b1} = x_{b2} = x_b$, $y_{b1} = y_{b2} = y_b$.

引入复向量

$$\begin{aligned} \mathbf{r} &= x + jy \\ \mathbf{r}_b &= x_b + jy_b \end{aligned} \quad (3)$$

则方程(1)和方程(2)变为

$$\begin{aligned} m\ddot{\mathbf{r}} + s_{11}(\mathbf{r} - \mathbf{r}_b) &= m\epsilon\Omega^2 e^{j(\Omega t + \beta)} \\ s_{11}(\mathbf{r} - \mathbf{r}_b) &= 2s_b \mathbf{r}_b + 2d_b \dot{\mathbf{r}}_b \end{aligned} \quad (4)$$

将方程(4)中第2个方程带入第1个方程,可得

$$\begin{aligned} \frac{2md_b}{s_{11}}\ddot{\mathbf{r}}_b + \frac{m(2s_b + s_{11})}{s_{11}}\dot{\mathbf{r}}_b + 2d_b \dot{\mathbf{r}}_b + 2s_b \mathbf{r}_b &= \epsilon e^{j(\Omega t + \beta)} \end{aligned} \quad (5)$$

设转子的稳态解为

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}_0 e^{j(\Omega t + \theta)} \quad (6)$$

代入方程(5),并化简得到

$$\begin{aligned} \left[2s_b - \frac{(2s_b + s_{11})}{s_{11}}\Omega^2 + 2j\left(\frac{2md_b}{s_{11}}\Omega + d_b \right) \right] \mathbf{r}_0 e^{j\theta} &= \epsilon e^{j\beta} \end{aligned} \quad (7)$$

由此可得支承振动幅值为

$$\begin{aligned} r_{b0} e^{j\theta} &= \left\{ \left[2s_b - \frac{(2s_b + s_{11})}{s_{11}}\Omega^2 \right]^2 + \left[2\left(\frac{2md_b}{s_{11}}\Omega + d_b \right) \right]^2 \right\}^{-\frac{1}{2}} \epsilon e^{j\beta} \end{aligned} \quad (8)$$

可得到无阻尼时的1阶同步进动临界转速

$$\Omega_{cr1} = \sqrt{\frac{2s_b s_{11}}{2s_b + s_{11}}} \quad (9)$$

引入1阶阻尼比

$$D_{cr1} = \frac{d_b}{m\Omega_{cr1}} \quad (10)$$

可得到无量纲的支承振动幅值

$$\frac{|\mathbf{r}_{b0} e^{j\theta}|}{\epsilon} = \frac{\left(\frac{\Omega}{\Omega_{cr1}} \right)^2}{\sqrt{\left(\frac{2s_b + s_{11}}{s_{11}} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\Omega_{cr1}} \right)^2 \right]^2 + \left(2D_{cr1} \frac{\Omega}{\Omega_{cr1}} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\Omega_{cr1}} \right)^2 \frac{2s_b}{2s_b + s_{11}} \right]^2}} \quad (11)$$

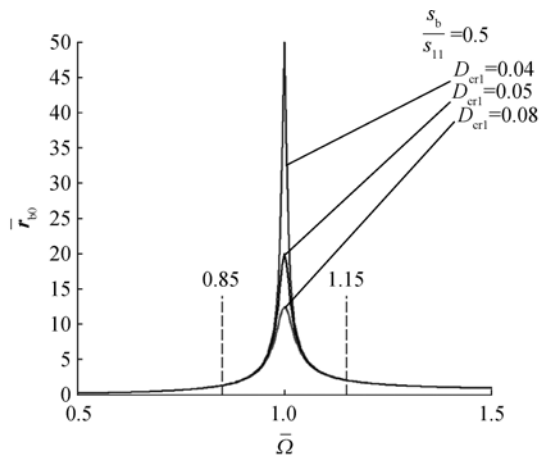
而转子的无量纲响应幅值为

$$\frac{|\mathbf{r}_0 e^{j\theta}|}{\epsilon} = \sqrt{\left(1 + \frac{2s_b}{s_{11}} \right)^2 + 4D_{cr1}^2 \left(\frac{2s_b/s_{11}}{2s_b/s_{11} + 1} \right)^2} \cdot \frac{|\mathbf{r}_{b0} e^{j\theta}|}{\epsilon} \quad (12)$$

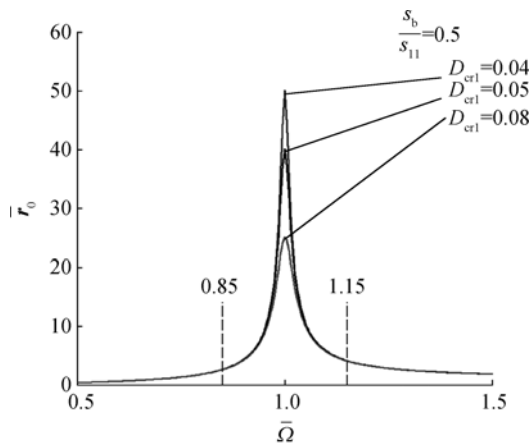
图2为转子和支承的幅频特性(“—”表示无量纲化后的量).由图可见,仅在临界转速附近,阻尼减振效果明显.当能保证与临界转速有足够的

转速裕度时,例如转速裕度为15%,阻尼器则只用于跨越临界转速时减振.只要跨越临界转速时,升速或降速足够快,阻尼器设计相对较容易.在这

种情况下,转子/支承参数的选择,主要考虑调整临界转速的位置,以保证转速裕度。



(a) 支承振动幅频特性 $\bar{r}_{b0} = \frac{|r_{b0} e^{j\beta_b}|}{\epsilon}$



(b) 转子振动幅频特性 $\bar{r}_0 = \frac{|r_0 e^{j\beta_0}|}{\epsilon}$

图2 转子和支承的振动幅频特性随阻尼比的变化
Fig. 2 Amplitude-frequency variation of rotor and support with damping ratio

$$D_{crl} = 0.04, 0.05, 0.08$$

$$\frac{s_b}{s_{11}} = 0.5 \quad \bar{\Omega} = \frac{\Omega}{\Omega_{crl}}$$

但若1阶模态为“热模态”,即工作时,转子频繁跨越1阶临界转速,甚至在1阶临界转速邻近工作,则阻尼器要优化设计,并且要与转子和支承刚度匹配。

在临界转速处,即 $\Omega = \Omega_{crl}$ 时,转子支承的响应幅值为

$$\left| \frac{r_{b0} e^{j\beta_{b0}}}{\epsilon} \right|_{crl} = \frac{1 + \frac{2s_b}{s_{11}}}{2D_{crl}} \quad (13)$$

转子的临界响应幅值为

$$\begin{aligned} \left| \frac{r_{b0} e^{j\beta_b}}{\epsilon} \right|_{crl} &= \\ &= \frac{\sqrt{\left(1 + \frac{2s_b}{s_{11}}\right)^2 + 4D_{crl}^2 \left(\frac{\frac{2s_b}{s_{11}}}{\frac{2s_b}{s_{11}} + 1}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 + \frac{2s_b}{s_{11}}\right)^2 + 4D_{crl}^2 \left(\frac{\frac{2s_b}{s_{11}}}{\frac{2s_b}{s_{11}} + 1}\right)^2}} \left| \frac{r_{b0} e^{j\beta_b}}{\epsilon} \right|_{crl} = \\ &= \frac{\left(1 + \frac{2s_b}{s_{11}}\right)}{2D_{crl}} \end{aligned} \quad (14)$$

由此可见,阻尼 D_{crl} 越大,支承和转子的临界响应越小,但它还取决于转子支承刚度与轴刚度的选取。当支承刚度相对于轴的刚度无穷大时,即 $2s_b \gg s_{11}$, 转子临界响应趋于无穷大,表明,阻尼无效。支承绝对刚性,置于其上的阻尼器自然失去作用。

当轴的刚度相对于支承刚度趋于无穷大时,即 $s_{11} \gg 2s_b$ 时,转子和支承的临界响应达到最小,即

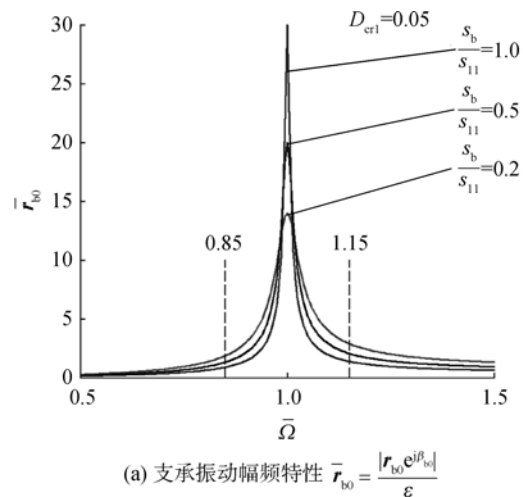
$$\left| \frac{r_{b0} e^{j\beta_b}}{\epsilon} \right|_{min} \approx \left| \frac{r_{b0} e^{j\beta_b}}{\epsilon} \right|_{min} = \frac{1}{2D_{crl}} \quad (15)$$

换句话说,挤压油膜阻尼器对支承在弹支上的刚性转子阻尼效果最好。

$$D_{crl} = 0.05 \quad \frac{s_b}{s_{11}} = 0.2, 0.5, 1.0$$

图3为阻尼比 $D_{crl} = 0.05$ 时转子和支承振动幅频特性随转子/支承参数的变化。由图可见,在临界转速区域,转子/支承参数的匹配对临界响应峰值的影响非常显著。支承刚度越小,减振效果越好。

对于航空发动机的低压转子,轴的直径受限,而长度较长,故刚度较小。要按照 $s_{11} \gg 2s_b$ 的条件来设计转子的支承,将受到两个约束条件的限制:①弹支要有足够的强度;②转子-支承系统的静变形不能太大(例如密封配合要求)。因此,须折中



(a) 支承振动幅频特性 $\bar{r}_{b0} = \frac{|r_{b0} e^{j\beta_b}|}{\epsilon}$

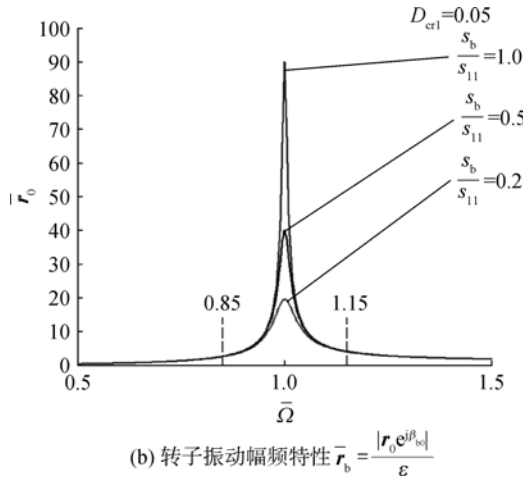


图3 振动幅频特性随转子/支承参数的变化

Fig. 3 Variation of vibration amplitude-frequency with rotor/support parameter

选择.

图4中, $\bar{\Omega} = \bar{\Omega}_{cr1}$. 纵坐标分别为

$$\begin{aligned} |\bar{r}_0| &= \frac{|r_0 e^{j\beta_0}|_{cr1}}{|r_0 e^{j\beta_0}|_{min}} \\ |\bar{r}_{b0}| &= \frac{|r_{b0} e^{j\beta_{b0}}|_{cr1}}{|r_{b0} e^{j\beta_{b0}}|_{min}} \end{aligned}$$

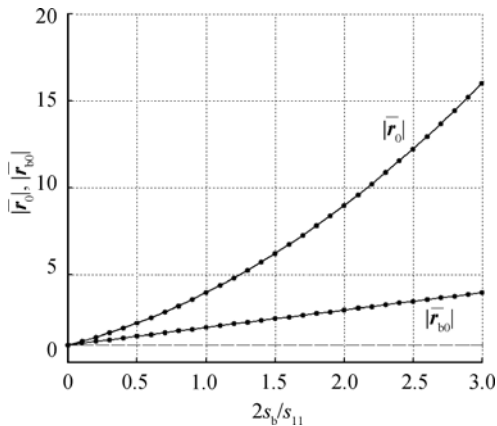


图4 振动相对幅值随转子/支承参数的变化关系

Fig. 4 Variation of relative vibration amplitude with rotor/support parameter

图4表示临界转速处减振效果与转子/支承参数 \$\frac{2s_b}{s_{11}}\$ 的变化关系. 由图可见, 随着 \$\frac{2s_b}{s_{11}}\$ 的减小, 振动相对幅值持续减小, 最终趋于最小值. 这与文献[3,5]的结论是一致的.

当 \$s_b = s_{11}\$ 时, $|r_0 e^{j\beta_0}| / |r_0 e^{j\beta_0}|_{min} \approx 9$,

$|r_{b0} e^{j\beta_{b0}}| / |r_{b0} e^{j\beta_{b0}}|_{min} = 3$. 而当 \$s_b \leq \frac{1}{5} s_{11}\$ 时, $|r_0 e^{j\beta_0}| / |r_0 e^{j\beta_0}|_{min} \approx 1.96$, $|r_{b0} e^{j\beta_{b0}}| / |r_{b0} e^{j\beta_{b0}}|_{min} \leq 1.4$. 因此, 设计时, 选择支承刚度小于轴刚度的20%, 阻尼器就可发挥显著的阻尼效果.

1.2 转子2阶模态为“热模态”

航空发动机的低压转子在工作转速范围之内, 一般会存在两阶模态. 若1阶模态在慢车以下, 2阶模态可能会出现在工作转速区域, 成为“热模态”. 2阶模态通常表现为俯仰形式, 并伴随轴的弯曲变形. 为便于分析和理解, 仍取图1所示的转子模型加以剖析, 但结论并不失一般性. 如图5所示, 转子的2阶模态为纯摆动(纯俯仰模态). 转子的振动微分方程为

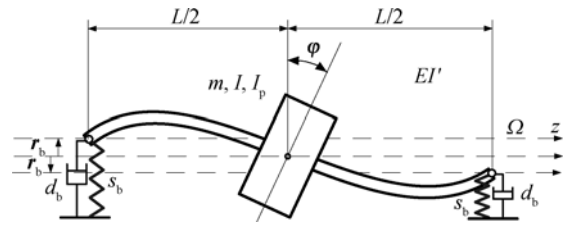


图5 转子的2阶振动模态(纯俯仰模态)

Fig. 5 The second mode of rotor (pitching mode)

$$-j\omega_p + \frac{2}{s_{22}} - j\omega_{22}^2 = \omega^2 e^{j(\omega t + \gamma)} \quad (16)$$

$$\frac{2}{s_{22}} - j\omega_{22}^2 = 2j\omega_b \omega_{22} + 2j\omega_b \omega_{22} \quad (17)$$

$$= j \left[\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L} \right] \omega_b + j \frac{s_b}{s_{22}} \omega_b \quad (18)$$

以上方程中 \$s_{22}\$ 为置盘处轴的抗摆刚度.

将方程(18)代入方程(16), 得到

$$\begin{aligned} j \frac{Id_b L}{s_{22}} \ddot{r}_b + \left[ILj \left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2} \right) + \frac{I_p \Omega d_b L}{s_{22}} \right] \dot{r}_b + \\ \left[I_p \Omega L \left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2} \right) + j d_b L \right] r_b + j L s_b r_b = \\ I \alpha \omega^2 e^{j(\omega t + \gamma)} \end{aligned} \quad (19)$$

设转子的稳态解为

$$r_b = r_{b02} e^{j(\omega t + \beta_{b02})} \quad (20)$$

代入方程(19), 可得

$$\begin{aligned} \left\{ \frac{Id_b L}{s_{22}} \omega^3 - \left[ILj \left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2} \right) + \frac{I_p \Omega d_b L}{s_{22}} \right] \omega^2 + j \left[I_p \Omega L \left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2} \right) + j d_b L \right] \omega + j L s_b \right\} r_{b02} e^{j\beta_{b02}} = I \alpha \omega^2 e^{j\gamma} \\ \left\{ \frac{Id_b L}{s_{22}} \omega^3 - \frac{I_p \Omega d_b L}{s_{22}} \omega^2 - d_b L \omega + j \left[-IL \left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2} \right) \omega^2 + I_p \Omega L \left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2} \right) \omega + L s_b \right] \right\} r_{b02} e^{j\beta_{b02}} = I \alpha \omega^2 e^{j\gamma} \end{aligned} \quad (21)$$

阻尼为零时,即 $d_b=0$,可得到特征方程为

$$-I\left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2}\right)\omega^2 + I_p\Omega\left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2}\right)\omega + s_b = 0 \quad (22)$$

可得转子的2阶临界转速为

$$\omega_{cr2,1} = \frac{I_p\Omega}{2I} \pm \sqrt{\left(\frac{I_p\Omega}{2I}\right)^2 + \frac{s_b}{I\left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2}\right)}} \quad (23)$$

当转子在临界转速处振动时,即 $\omega=\omega_{cr}$,转子的临界响应为

$$r_{b02} e^{j\beta_{b02}} = \frac{I\alpha\omega_{cr}^2 e^{j\gamma}}{\frac{Id_b L}{s_{22}}\omega_{cr}^3 - \frac{I_p\Omega d_b L}{s_{22}}\omega_{cr}^2 - d_b L\omega_{cr}} = \frac{I\alpha\omega_{cr} e^{j\gamma}}{d_b L\left[\frac{I}{s_{22}}\omega_{cr}^2 - \frac{I_p\Omega}{s_{22}}\omega_{cr} - 1\right]} \quad (24)$$

将临界转速的表达式代入分母,得到

$$r_{b02} e^{j\beta_{b02}} = \frac{I\alpha\omega_{cr} e^{j\gamma}}{d_b L\left[\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2}\right]} = -\frac{I\alpha\omega_{cr} e^{j\gamma}\left(s_b + \frac{2s_{22}}{L^2}\right)}{d_b L^2 \frac{s_{22}}{2}} \quad (25)$$

与1阶模态时的规律一致.当支承刚度相对轴的刚度无穷大时,即 $s_b \gg s_{22}$,转子临界响应趋于无穷大,阻尼无效.

由方程(23)和方程(25)可见,即使在临界转速处,转子非协调响应幅值与转速密切相关.

若转子发生同步正进动,即 $\beta = \gamma$,则

$$r_{b+} = r_{b0+} e^{j(\beta + \gamma)} \quad (26)$$

代入方程(19),可得

$$\left\{ \left(\frac{s_b}{s_{22}} - \frac{I_p}{I} \right) \left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2} \right) - \frac{I_p}{I} \left[- \left(\frac{s_b}{s_{22}} - \frac{I_p}{I} \right) \left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2} \right) + \frac{s_b}{s_{22}} \right] \right\} r_{b02} e^{j\beta_{b02}} = \frac{I\alpha}{L} e^{j\gamma} \quad (27)$$

特征方程为

$$- \left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2} \right)^2 + \frac{I_p}{I} \left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2} \right) + \frac{s_b}{s_{22}} = 0 \quad (28)$$

同步进动临界转速为

$$\omega_{cr2} = \sqrt{(I - I_p) \left(\frac{s_b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2} \right)} \quad (29)$$

方程(29)表明,当 $I_p \geq I$ 时,转子不会发生协调正进动摆动.但对于航空发动机的低压转子,一般情况下, $I_p < I$.

令

$$\frac{d_b L^2}{I} = D_{cr2} \Omega_{cr2} \quad (30)$$

$$\bar{\Omega} = \frac{\Omega}{\Omega_{cr2}} \quad (31)$$

代入方程(27)和方程(29),解得支承无量纲振动幅值为

$$\begin{aligned} \frac{|r_{b02} e^{j\beta_{b02}}|}{L\alpha} &= \left\{ \left(\frac{D_{cr2} L^2 s_b}{L^2 s_b + 2 s_{22}} \bar{\Omega}^3 - D_{cr2} \bar{\Omega} \right)^2 + \left[\frac{I - I_p}{I} \left(\frac{L^2 s_b + 2 s_{22}}{s_{22}} \right) (1 - \bar{\Omega}^2) \right]^2 \right\}^{-\frac{1}{2}} \bar{\Omega}^2 \\ \frac{|r_{b02} e^{j\beta_{b02}}|}{L\alpha} &= \frac{\left(\frac{\Omega}{\Omega_{cr2}} \right)^2}{\sqrt{\left[\frac{I - I_p}{I} \left(\frac{L^2 s_b + 2 s_{22}}{s_{22}} \right) \right]^2 \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\Omega_{cr2}} \right)^2 \right]^2 + \left(D_{cr2} \frac{\Omega}{\Omega_{cr2}} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\Omega_{cr2}} \right)^2 \frac{L^2 s_b}{L^2 s_b + 2 s_{22}} \right]^2}} \end{aligned} \quad (32)$$

转子的无量纲响应为

$$\frac{|\varphi_{02}|}{\alpha} = \sqrt{\left(2 + \frac{L^2 s_b}{s_{22}}\right)^2 + \left[\frac{ID_{cr2}}{I - I_p} \frac{\frac{L^2 s_b}{s_{22}}}{2 + \frac{L^2 s_b}{s_{22}}}\right]^2} \frac{|r_{b02} e^{j\beta_{b02}}|}{L\alpha} \quad (33)$$

式中 $|\varphi_{02}|$ 为摆角的幅值. 分别比较方程(32)和方程(11)、方程(33)和方程(12), 可见, 两阶模态的无量纲响应表达式形式相同. 只是第2阶模态由于陀螺力矩影响, 包含了转动惯量.

在第2阶临界转速处, 即 $\Omega = \Omega_{cr2}$, 支承和转子的振动幅值分别为

$$\frac{|r_{b02} e^{j\beta_{b02}}|_{cr2}}{L\alpha} = \frac{2 + \frac{L^2 s_b}{s_{22}}}{2D_{cr2}} \quad (34)$$

$$\frac{|\varphi_{02}|_{cr2}}{\alpha} = \sqrt{\left(2 + \frac{L^2 s_b}{s_{22}}\right)^2 + \left[\frac{ID_{cr2}}{I - I_p} \frac{\frac{L^2 s_b}{s_{22}}}{2 + \frac{L^2 s_b}{s_{22}}}\right]^2} \frac{2 + \frac{L^2 s_b}{s_{22}}}{2D_{cr2}} \quad (35)$$

式中 $|\varphi_{02}|_{cr2}$ 为第2阶临界转速下摆角的幅值.

而当轴刚度相对于支承刚度趋于无穷大时, 即 $s_{22} \gg L^2 s_b$ 时, 支承和转子的临界响应达到最小, 即

$$b_{02} e^{j\beta_{b02}}|_{cr2/min} = \frac{1}{cr2} \quad (36)$$

$$\varphi_{02}|_{cr2/min} = \frac{2}{cr2} \quad (37)$$

当 $L^2 s_b \leq \frac{1}{2} s_{22}$ 时, 由方程(34)和方程(35)可算出, $b_{02} e^{j\beta_{b02}}|_{cr2} / b_{02} e^{j\beta_{b02}}|_{cr2/min} = 1.25$;

$|\varphi_{02}|_{cr2} / |\varphi_{02}|_{cr2/min} \approx 1.5625$. 这一条件在实际设计中较易满足.

反进动时转子的响应:

对于反转发动机, 有可能在低压转子上作用反进动激振力, 使转子产生反进动, 即

$$b_- = b_0 e^{-j(\beta_0 + \beta_-)} \quad (38)$$

特征方程为

$$-\left[\frac{b}{s_{22}} + \frac{2}{s_{22}}\right]^2 - p \left[\frac{b}{s_{22}} + \frac{2}{s_{22}}\right] + b = 0 \quad (39)$$

可得转子的临界转速为

$$\omega_{-cr1} = -\frac{p}{2} - \sqrt{\left(\frac{p}{2}\right)^2 + \left[\frac{b}{s_{22}} + \frac{2}{L^2}\right]} \quad (40)$$

同步反进动的临界转速为

$$\Omega_{-cr2} = -\sqrt{\frac{s_b s_{22}}{(I + I_p) \left[s_b + \frac{2s_{22}}{L^2}\right]}} \quad (41)$$

当转子在反进动临界转速处振动时, 即 $\omega = \omega_{-cr}$, 转子的临界响应为

$$r_{-b02} e^{j\beta_{-b02}} = \frac{I\alpha\omega_{-cr}^2 e^{j\gamma}}{-\frac{Id_b L}{s_{22}}\omega_{-cr}^3 - \frac{I_p \Omega d_b L}{s_{22}}\omega_{-cr}^2 + d_b L\omega_{-cr}} = \frac{I\alpha\omega_{-cr} e^{j\gamma}}{d_b L \left[-\frac{I}{s_{22}}\omega_{-cr}^2 - \frac{I_p \Omega}{s_{22}}\omega_{-cr} + 1\right]} \quad (42)$$

将临界转速的表达式代入分母, 得到

$$r_{-b02} e^{j\beta_{-b02}} = \frac{I\alpha\omega_{-cr} e^{j\gamma} (L^2 s_b + 2s_{22})}{2d_b L s_{22}} \quad (43)$$

与正进动的结论是一致的.

协调反进动时 $\omega = \Omega_{-cr2}$.

当 $\frac{L^2 s_b}{s_{22}} \rightarrow 0$

$$(r_{b-} e^{j\beta_{b-}})_{-cr2/min} = \sqrt{\frac{2s_b}{(I + I_p)}} \frac{I\alpha e^{j\gamma}}{2d_b}$$

与方程(36)比较可见, $(r_{b-} e^{j\beta_{b-}})_{-cr2/min} < (r_{b02} e^{j\beta_{b02}})_{cr2/min}$.

上述分析表明, 阻尼器的减振效果取决于阻尼的大小, 但也与转子刚度和支承刚度的匹配密切相关. 如果第2阶模态为“热模态”, 减振设计的目标是降低转子的第2阶临界响应. 阻尼器和转子/支承参数的匹配应针对第2阶模态来设计. 由于 $s_{22} > s_{11}$, 适合第2阶模态减振的转子/支承参

数匹配 $L^2 s_b = \eta_{s22} \left[\eta \leq \frac{1}{2} \right]$, 对第1阶模态可能不是最佳的. 但反过来, 适合1阶模态减振的转子/支承参数匹配 $s_b = \eta_{s11} \left[\eta \leq \frac{1}{5} \right]$, 对第2阶模态总是适合的. 航空发动机的低压转子细长, 刚度 s_{11} 较低, 而为了满足刚度匹配 $s_b = \eta_{s11} \left[\eta \leq \frac{1}{5} \right]$, 支承设计可能会受到强度和变形条件的限制. 但若第1阶模态不是“热模态”, 则针对第1阶模态的刚度匹配 $s_b = \eta_{s11}$ 可适当放宽, 而主要关注第2阶减振.

可以类推, 若在发动机工作转速内存在多个“热模态”, 例如涡轴发动机, 则以最低阶“热模态”来匹配转子/支承参数.

2 一般转子的“热模态”设计

实际的转子自由度较多, 具有多个模态, “热模态”设计要复杂得多. 为说明一般转子“热模态”

设计的方法, 取图6所示的转子模型为设计对象, 既不失一般性, 又可使设计过程透明、易懂.

如图6所示, 假设两个支承的刚度系数和阻尼系数分别为 s_{b1}, d_{b1}, s_{b2} 和 d_{b2} , 轴两端支承坐标分别为 $(x_{b1}, y_{b1}), (x_{b2}, y_{b2})$, 盘中心坐标为 (x, y) , 盘的摆角坐标为 (θ_x, θ_y) , 则转子的运动方程为

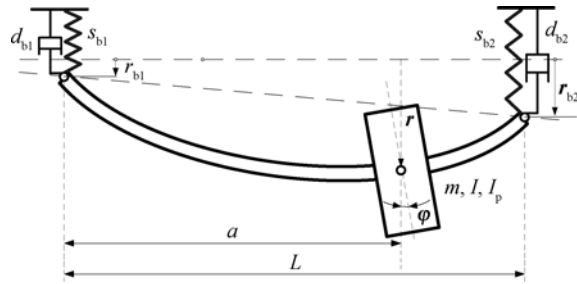


图6 带弹支和阻尼器的柔性转子

Fig. 6 Flexible rotor with elastic support and damper

$$\begin{aligned} & +_{11} \left[-_{b1} - \left(\begin{matrix} b2 \\ b1 \end{matrix} \right) \right] +_{12} \left(\begin{matrix} +_{b2} \\ -_{b1} \end{matrix} \right) = \begin{matrix} 2 \\ \end{matrix} \cos \left(\begin{matrix} + \\ \end{matrix} \right) \\ & +_{11} \left[-_{b1} - \left(\begin{matrix} b2 \\ b1 \end{matrix} \right) \right] -_{12} \left(\begin{matrix} -_{b2} \\ -_{b1} \end{matrix} \right) = \begin{matrix} 2 \\ \end{matrix} \sin \left(\begin{matrix} + \\ \end{matrix} \right) \end{aligned} \quad (44)$$

$$\begin{aligned} & \ddot{r}_p +_{21} \left[-_{b1} - \left(\begin{matrix} b2 \\ b1 \end{matrix} \right) \right] +_{22} \left(\begin{matrix} +_{b2} \\ -_{b1} \end{matrix} \right) = 0 \\ & \ddot{r}_p -_{21} \left[-_{b1} - \left(\begin{matrix} b2 \\ b1 \end{matrix} \right) \right] +_{22} \left(\begin{matrix} -_{b2} \\ -_{b1} \end{matrix} \right) = 0 \end{aligned} \quad (45)$$

$$\begin{aligned} & s_{11} \left[-_{b1} - \left(\begin{matrix} b2 \\ b1 \end{matrix} \right) \right] +_{12} \left(\begin{matrix} +_{b2} \\ -_{b1} \end{matrix} \right) = \begin{matrix} b1 \\ b1 \end{matrix} + \begin{matrix} b2 \\ b2 \end{matrix} + \begin{matrix} b1 \\ b1 \end{matrix} + \begin{matrix} b2 \\ b2 \end{matrix} \\ & s_{11} \left[-_{b1} - \left(\begin{matrix} b2 \\ b1 \end{matrix} \right) \right] -_{12} \left(\begin{matrix} -_{b2} \\ -_{b1} \end{matrix} \right) = \begin{matrix} b1 \\ b1 \end{matrix} + \begin{matrix} b2 \\ b2 \end{matrix} + \begin{matrix} b1 \\ b1 \end{matrix} + \begin{matrix} b2 \\ b2 \end{matrix} \end{aligned} \quad (46)$$

$$\begin{aligned} & s_{21} \left[x - x_{b1} - \frac{a(x_{b2} - x_{b1})}{L} \right] + s_{22} \left[\theta_y + \frac{x_{b2} - x_{b1}}{L} \right] = \\ & (L-a)s_{b2}x_{b2} + (L-a)d_{b2}\dot{x}_{b2} - as_{b1}x_{b1} - ad_{b1}\dot{x}_{b1} \\ & -s_{21} \left[y - y_{b1} - \frac{a(y_{b2} - y_{b1})}{L} \right] + s_{22} \left[\theta_x - \frac{y_{b2} - y_{b1}}{L} \right] = \\ & -(L-a)s_{b2}y_{b2} - (L-a)d_{b2}\dot{y}_{b2} + as_{b1}y_{b1} + ad_{b1}\dot{y}_{b1} \end{aligned} \quad (47)$$

取复向量

$$r = x + jy \quad \varphi = \theta_x + j\theta_y \quad r_{b1} = x_{b1} + jy_{b1} \quad r_{b2} = x_{b2} + jy_{b2}$$

方程则变为

$$m\ddot{r} + s_{11} \left[r - r_{b1} - \frac{a(r_{b2} - r_{b1})}{L} \right] - j s_{12} \varphi + s_{12} \frac{r_{b2} - r_{b1}}{L} = m\epsilon\Omega^2 e^{j(\Omega t + \beta)} \quad (48)$$

$$I\ddot{\varphi} - j I_p \Omega \dot{\varphi} + s_{22} \varphi + j s_{21} r - j s_{21} r_{b1} - j s_{21} \frac{a(r_{b2} - r_{b1})}{L} + j s_{22} \frac{r_{b2} - r_{b1}}{L} = 0 \quad (49)$$

$$s_{11} \left[r - r_{b1} - \frac{a(r_{b2} - r_{b1})}{L} \right] - j s_{12} \varphi + s_{12} \frac{r_{b2} - r_{b1}}{L} = s_{b1} r_{b1} + s_{b2} r_{b2} + d_{b1} \dot{r}_{b1} + d_{b2} \dot{r}_{b2} \quad (50)$$

$$j s_{21} \left[r - r_{b1} - \frac{a(r_{b2} - r_{b1})}{L} \right] + s_{22} \varphi + j s_{22} \frac{r_{b2} - r_{b1}}{L} = -aj(s_{b1} r_{b1} + d_{b1} \dot{r}_{b1}) + (L-a)j(s_{b2} r_{b2} + d_{b2} \dot{r}_{b2}) \quad (51)$$

写成矩阵形式

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{Q}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{Q}} + \mathbf{S}\mathbf{Q} = \mathbf{u} \quad (52)$$

方程中

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -jI_p\Omega & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -d_{b1} & -d_{b2} \\ 0 & 0 & ajd_{b1} & -(L-a)jd_{b2} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} s_{11} & -js_{12} & -\left(1-\frac{a}{L}\right)s_{11}-\frac{s_{12}}{L} & -\frac{a}{L}s_{11}+\frac{s_{12}}{L} \\ js_{21} & s_{22} & -j\left(1-\frac{a}{L}\right)s_{21}-j\frac{s_{22}}{L} & -j\frac{a}{L}s_{21}+j\frac{s_{22}}{L} \\ s_{11} & -js_{12} & -\left(1-\frac{a}{L}\right)s_{11}-\frac{s_{12}}{L}-s_{b1} & -\frac{a}{L}s_{11}+\frac{s_{12}}{L}-s_{b2} \\ js_{21} & s_{22} & -j\left(1-\frac{a}{L}\right)s_{21}-j\frac{s_{22}}{L}+jas_{b1} & -j\frac{a}{L}s_{21}+j\frac{s_{22}}{L}-(L-a)js_{b2} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{Bmatrix} e^{j(\omega t + \phi)} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \\ b_1 \\ b_2 \end{Bmatrix}$$

令

$$\mathbf{1} = \begin{Bmatrix} \\ \\ \\ \end{Bmatrix} \quad \mathbf{2} = \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{Bmatrix}$$

由方程(50)和方程(51)可解得

$$\mathbf{1} = \mathbf{s}_{bb}^{-1} \mathbf{2} + \mathbf{s}_{bd}^{-1} \mathbf{2} \quad (53)$$

方程中

$$\mathbf{s}_{bb} = \begin{bmatrix} s_{11} & -js_{12} \\ js_{21} & s_{22} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \left(1-\frac{a}{L}\right)s_{11} + \frac{s_{12}}{L} + s_{b1} & -\frac{a}{L}s_{11} + \frac{s_{12}}{L} + s_{b2} \\ j\left(1-\frac{a}{L}\right)s_{21} + j\frac{s_{22}}{L} - js_{b1} & -j\frac{a}{L}s_{21} + j\frac{s_{22}}{L} - js_{b2} \end{bmatrix} =$$

$$\mathbf{S}_s \left\{ \begin{bmatrix} \left(1-\frac{a}{L}\right)s_{11} & \frac{s_{12}}{L} \\ j\frac{s_{21}}{L} & -js_{22} \end{bmatrix} + \mathbf{S}_s^{-1} \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -ja & j(L-a) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s_{b1} & 0 \\ 0 & s_{b2} \end{bmatrix} \right\} \quad (54)$$

$$\mathbf{S}_{bd} = \begin{bmatrix} d_{b1} & d_{b2} \\ -ajd_{b1} & (L-a)jd_{b2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -ja & j(L-a) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d_{b1} & 0 \\ 0 & d_{b2} \end{bmatrix} \quad (55)$$

代入方程(48)和方程(49),可得

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} (\mathbf{S}_s^{-1} \mathbf{S}_{bb} \ddot{\mathbf{Q}}_2 + \mathbf{S}_s^{-1} \mathbf{S}_{bd} \ddot{\mathbf{Q}}_2) +$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -jI_p\Omega \end{bmatrix} (\mathbf{S}_s^{-1} \mathbf{S}_{bb} \dot{\mathbf{Q}}_2 + \mathbf{S}_s^{-1} \mathbf{S}_{bd} \dot{\mathbf{Q}}_2) + \mathbf{S}_{bb} \mathbf{Q}_2 + \mathbf{S}_{bd} \dot{\mathbf{Q}}_2 + \mathbf{S}_{bs} \mathbf{Q}_2 = \mathbf{u}_1 \quad (56)$$

式中

$$\mathbf{S}_{bs} = \begin{bmatrix} -\left(1-\frac{a}{L}\right)s_{11}-\frac{s_{12}}{L} & -\frac{a}{L}s_{11}+\frac{s_{12}}{L} \\ -j\left(1-\frac{a}{L}\right)s_{21}-j\frac{s_{22}}{L} & -j\frac{a}{L}s_{21}+j\frac{s_{22}}{L} \end{bmatrix} \quad \mathbf{u}_1 = \begin{Bmatrix} m\epsilon \\ 0 \end{Bmatrix} \Omega^2 e^{j(\Omega t + \beta)} = \mathbf{U}_1 \Omega^2 e^{j(\Omega t + \beta)}$$

经整理后,方程(56)变为

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bd} \ddot{\mathbf{Q}}_2 + \left(\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -j I_p \Omega \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bd} \right) \ddot{\mathbf{Q}}_2 + \left(\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -j I_p \Omega \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} + \mathbf{s}_{bd} \right) \dot{\mathbf{Q}}_2 + \begin{bmatrix} s_{b1} & s_{b2} \\ -j a s_{b1} & j(L-a) s_{b2} \end{bmatrix} \mathbf{Q}_2 = \mathbf{u}_1 \quad (57)$$

当不考虑阻尼时,即 $\mathbf{s}_{bd} = \mathbf{0}$,方程(57)则变为

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} \ddot{\mathbf{Q}}_2 + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -j I_p \Omega \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} \dot{\mathbf{Q}}_2 + \begin{bmatrix} s_{b1} & s_{b2} \\ -j a s_{b1} & j(L-a) s_{b2} \end{bmatrix} \mathbf{Q}_2 = \mathbf{u}_1 \quad (58)$$

方程(58)的齐次方程为

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} \ddot{\mathbf{Q}}_2 + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -j I_p \Omega \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} \dot{\mathbf{Q}}_2 + \begin{bmatrix} s_{b1} & s_{b2} \\ -j a s_{b1} & j(L-a) s_{b2} \end{bmatrix} \mathbf{Q}_2 = \mathbf{0} \quad (59)$$

得到如下的特征方程:

$$\left| - \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} \omega^2 + j \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -j I_p \Omega \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} \omega + \begin{bmatrix} s_{b1} & s_{b2} \\ -j a s_{b1} & j(L-a) s_{b2} \end{bmatrix} \right| = 0 \quad (60)$$

由此可解得随转速变化的临界转速.同步进动时, $\omega = \Omega$,特征方程为

$$- \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} \Omega^2 + \begin{bmatrix} s_{b1} & s_{b2} \\ -j a s_{b1} & j(L-a) s_{b2} \end{bmatrix} = 0 \quad (61)$$

临界转速为

$$\begin{bmatrix} \Omega_{cr1}^2 & 0 \\ 0 & \Omega_{cr2}^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} cr1 & 0 \\ 0 & cr2 \end{bmatrix} \quad (62)$$

方程中 Ω_{cr1} 和 Ω_{cr2} 分别为转子的第1阶和第2阶同步进动临界转速, $cr1$ 和 $cr2$ 分别为转子的第1阶和第2阶模态刚度, s_{b1} 和 s_{b2} 分别为第1阶和第2阶模态质量.

转子的模态矩阵为

$$\mathbf{U}_1 = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} \\ u_{21} & u_{22} \end{bmatrix} \quad (63)$$

方程中 $\mathbf{u}_1 = \begin{bmatrix} u_{11} \\ u_{21} \end{bmatrix}$ 为转子的第1阶振型; $\mathbf{u}_2 = \begin{bmatrix} u_{12} \\ u_{22} \end{bmatrix}$ 为转子的第2阶振型.

把方程(55)的左端整理成两个部分,即

$$\left\{ \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bd} \ddot{\mathbf{Q}}_2 + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -j I_p \Omega \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bd} \dot{\mathbf{Q}}_2 + \mathbf{s}_{bd} \dot{\mathbf{Q}}_2 \right\} + \left\{ \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} \ddot{\mathbf{Q}}_2 + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -j I_p \Omega \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} \dot{\mathbf{Q}}_2 + \begin{bmatrix} s_{b1} & s_{b2} \\ -j a s_{b1} & j(L-a) s_{b2} \end{bmatrix} \mathbf{Q}_2 \right\} = \mathbf{u}_1 \quad (64)$$

设转子的不平衡响应为

$$\mathbf{Q}_2 = \mathbf{Q}_{20} e^{j(\Omega t + \beta_2)} \quad (65)$$

在临界转速处, $\Omega = \Omega_{cri} (i=1, 2)$,转子的临界响应为

$$\mathbf{Q}_2 = \mathbf{Q}_{2cr} e^{j(\Omega_{cri} t + \beta_{2cr})} \quad (66)$$

代入方程(64),得

$$\left\{ -j \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bd} \Omega_{cri}^3 - \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -j I_p \Omega_{cri} \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bd} \Omega_{cri}^2 + j \mathbf{s}_{bd} \Omega_{cri} \right\} \mathbf{Q}_{2cr} + \left\{ - \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} \Omega_{cri}^2 + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & I_p \Omega_{cri} \end{bmatrix} \mathbf{s}_s^{-1} \mathbf{s}_{bb} \Omega_{cri} + \begin{bmatrix} s_{b1} & s_{b2} \\ -j a s_{b1} & j(L-a) s_{b2} \end{bmatrix} \right\} \mathbf{Q}_{2cr} = \mathbf{U}_1 \Omega_{cri}^2 \quad (67)$$

在临界转速处,方程(67)左边的第2项为 $\mathbf{0}$,此时有

$$\left(-j \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{S}_s^{-1} \mathbf{S}_{bd} \Omega_{cri}^3 - \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -j I_p \Omega_{cri} \end{bmatrix} \mathbf{S}_s^{-1} \mathbf{S}_{bd} \Omega_{cri}^2 + j \mathbf{S}_{bd} \Omega_{cri} \right) \mathbf{Q}_{2cr} = \mathbf{U}_1 \Omega_{cri}^2 \quad (68)$$

或

$$j \left(- \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I - I_p \end{bmatrix} \mathbf{S}_s^{-1} \mathbf{S}_{bd} \Omega_{cri}^2 + \mathbf{S}_{bd} \right) \mathbf{Q}_{2cr} = \mathbf{U}_1 \Omega_{cri} \quad (69)$$

为便于分析,引入如下变换

$$\mathbf{q}_{2cr} = \mathbf{S}_s^{-1} \mathbf{S}_{bd} \mathbf{Q}_{2cr} \quad \mathbf{Q}_{2cr} = \mathbf{S}_{bd}^{-1} \mathbf{S}_s \mathbf{q}_{2cr} \quad (70)$$

代入方程(69)后,得到

$$\left(- \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I - I_p \end{bmatrix} \Omega_{cri}^2 + \mathbf{S}_s \right) j \mathbf{q}_{2cr} = \mathbf{U}_1 \Omega_{cri} \quad (71)$$

支承绝对刚性时,即 $s_{b1} = s_{b2} \Rightarrow \infty$,可求得转子的模态如下:

$$\begin{bmatrix} \tilde{\Omega}_{cr1}^2 & 0 \\ 0 & \tilde{\Omega}_{cr2}^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\tilde{s}_{cr1}}{\tilde{m}_{cr1}} & 0 \\ 0 & \tilde{s}_{cr2} \end{bmatrix} \quad (72)$$

方程中 $\tilde{\Omega}_{cr1}$ 和 $\tilde{\Omega}_{cr2}$ 分别为支承绝对刚性时转子的第1阶和第2阶临界转速, $\tilde{s}_{cr1}$ 和 $\tilde{s}_{cr2}$ 分别为第1阶和第2阶模态刚度, $\tilde{m}_{cr1}$ 和 $\tilde{m}_{cr2}$ 分别为第1阶和第2阶模态质量.

支承绝对刚性时,转子的模态矩阵为

$$\mathbf{\Phi} = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} \\ \phi_{21} & \phi_{22} \end{bmatrix}$$

方程中 $\phi_{11} = \begin{Bmatrix} \psi_{11} \\ \psi_{21} \end{Bmatrix}$ 为刚性支承时转子的第1阶振型; $\phi_{12} = \begin{Bmatrix} \psi_{12} \\ \psi_{22} \end{Bmatrix}$ 为刚性支承时转子的第2阶振型.

引入变换

$$\mathbf{q}_{2cr} = \tilde{\mathbf{q}}_{2cr} \quad (73)$$

代入方程(71),得到

$$\left(- \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -j I_p \end{bmatrix} \Omega_{cri}^2 + \mathbf{S}_s \right) j \tilde{\mathbf{q}}_{2cr} = \mathbf{U}_1 \Omega_{cri} \quad (74)$$

方程(74)两边同乘 $\mathbf{\Phi}^T$,可得

$$\left(\begin{bmatrix} \tilde{\Omega}_{cr1}^2 & 0 \\ 0 & \tilde{\Omega}_{cr2}^2 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \Omega_{cri}^2 & 0 \\ 0 & \Omega_{cri}^2 \end{bmatrix} \right) j \tilde{\mathbf{q}}_{2cr} = \begin{bmatrix} \tilde{s}_{cr1} & 0 \\ 0 & \tilde{s}_{cr2} \end{bmatrix}^{-1} \mathbf{\Phi}^T \mathbf{U}_1 \Omega_{cri} \quad (75)$$

方程中

$$\tilde{\mathbf{\Phi}}^T \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I - I_p \end{bmatrix} \tilde{\mathbf{\Phi}} = \begin{bmatrix} \tilde{m}_{cr1} & 0 \\ 0 & \tilde{I}_{cr2} \end{bmatrix} \quad \tilde{\mathbf{\Phi}}^T \mathbf{S}_s \tilde{\mathbf{\Phi}} = \begin{bmatrix} \tilde{s}_{cr1} & 0 \\ 0 & \tilde{s}_{cr2} \end{bmatrix}$$

方程(75)中的单位复向量 j 不影响振动响应的幅值.

$$|\tilde{\mathbf{q}}_{2cr}| = \begin{bmatrix} \frac{1}{\tilde{\Omega}_{cr1}^2 - \Omega_{cri}^2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\tilde{\Omega}_{cr2}^2 - \Omega_{cri}^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{m}_{cr1} & 0 \\ 0 & \tilde{I}_{cr2} \end{bmatrix}^{-1} \tilde{\mathbf{\Phi}}^T \mathbf{U}_1 \Omega_{cri} \quad (76)$$

代入到方程(70),即可求得支承的振动

$$\mathbf{Q}_{2cr} = \mathbf{S}_{bd}^{-1} \mathbf{S}_s \mathbf{q}_{2cr} = \mathbf{S}_{bd}^{-1} \mathbf{S}_s \tilde{\mathbf{\Phi}} \tilde{\mathbf{q}}_{2cr} = j \mathbf{S}_{bd}^{-1} \mathbf{S}_s \tilde{\mathbf{\Phi}} \begin{bmatrix} \frac{1}{\tilde{\Omega}_{cr1}^2 - \Omega_{cri}^2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\tilde{\Omega}_{cr2}^2 - \Omega_{cri}^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{m}_{cr1} & 0 \\ 0 & \tilde{I}_{cr2} \end{bmatrix}^{-1} \tilde{\mathbf{\Phi}}^T \mathbf{U}_1 \Omega_{cri} \quad (77)$$

对方程(77)进行简单变形,可得到更为清晰的结果

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_{2cr} &= \mathbf{j} \mathbf{S}_{bd}^{-1} (\tilde{\Phi}^T)^{-1} \tilde{\Phi}^T \mathbf{S}_s \tilde{\Phi} \begin{bmatrix} \tilde{m}_{cr1} & 0 \\ 0 & \tilde{I}_{cr2} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{1}{\tilde{\Omega}_{cr1}^2 - \Omega_{cri}^2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\tilde{\Omega}_{cr2}^2 - \Omega_{cri}^2} \end{bmatrix} \tilde{\Phi}^T \mathbf{U}_1 \Omega_{cri} = \\ &\mathbf{j} \mathbf{S}_{bd}^{-1} (\tilde{\Phi}^T)^{-1} \begin{bmatrix} \tilde{s}_{cr1} & 0 \\ 0 & \tilde{s}_{cr2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{m}_{cr1} & 0 \\ 0 & \tilde{I}_{cr2} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{1}{\tilde{\Omega}_{cr1}^2 - \Omega_{cri}^2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\tilde{\Omega}_{cr2}^2 - \Omega_{cri}^2} \end{bmatrix} \tilde{\Phi}^T \mathbf{U}_1 \Omega_{cri} = \\ &\mathbf{j} (\tilde{\Phi}^T \mathbf{S}_{bd})^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\tilde{\Omega}_{cr1}^2}{\tilde{\Omega}_{cr1}^2 - \Omega_{cri}^2} & 0 \\ 0 & \frac{\tilde{\Omega}_{cr2}^2}{\tilde{\Omega}_{cr2}^2 - \Omega_{cri}^2} \end{bmatrix} \tilde{\Phi}^T \mathbf{U}_1 \Omega_{cri} = \mathbf{j} (\tilde{\Phi}^T \mathbf{S}_{bd})^{-1} \begin{bmatrix} \frac{1}{1 - \eta_{cr1}^2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{1 - \eta_{cr2}^2} \end{bmatrix} \tilde{\Phi}^T \mathbf{U}_1 \Omega_{cri} \quad (78) \end{aligned}$$

方程中引入了两阶临界转速比

$$\eta_{cr1} = \frac{\Omega_{cr1}}{\Omega_{cr1}}, \quad \eta_{cr2} = \frac{\Omega_{cr2}}{\Omega_{cr2}}$$

引入模态阻尼矩阵

$$\begin{bmatrix} \eta_{cr1} & 0 \\ 0 & \eta_{cr2} \end{bmatrix} = \mathbf{T}^T \mathbf{S}_{bd} \quad (79)$$

或

$$\mathbf{S}_{bd} = (\mathbf{T})^{-1} \begin{bmatrix} 2\eta_{cr1} & \eta_{cr1} & \eta_{cr1} & 0 \\ 0 & 2\eta_{cr2} & \eta_{cr2} & \eta_{cr2} \end{bmatrix}^{-1} \quad (80)$$

方程中

$$\eta_{cr1} = 2\frac{\Omega_{cr1}}{\Omega_{cr1}}, \quad \eta_{cr2} = 2\frac{\Omega_{cr2}}{\Omega_{cr2}}$$

分别为第1阶和第2阶模态阻尼比.

把方程(80)代入方程(78),最后得到支承的振动

$$\begin{aligned} \mathbf{Q}_{2cr} &= \mathbf{j} (\mathbf{T}^T \mathbf{S}_{bd})^{-1} \begin{bmatrix} \frac{1}{1 - \eta_{cr1}^2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{1 - \eta_{cr2}^2} \end{bmatrix} \mathbf{T}^T \mathbf{U}_1 \Omega_{cri} = \\ &\mathbf{j} \Phi \begin{bmatrix} \frac{\Omega_{cri}}{2m_{cr1} D_{cr1} \Omega_{cr1}} & 0 \\ 0 & \frac{\Omega_{cri}}{2I_{cr2} D_{cr2} \Omega_{cr2}} \end{bmatrix} \Phi^T (\tilde{\Phi}^T)^{-1} \begin{bmatrix} \frac{1}{1 - \eta_{cr1}^2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{1 - \eta_{cr2}^2} \end{bmatrix} \tilde{\Phi}^T \mathbf{U}_1 \quad (81) \end{aligned}$$

转子的振动为

$$\mathbf{Q}_{1cr} = \mathbf{S}_s^{-1} \mathbf{S}_{bb} \mathbf{Q}_{2cr} + \mathbf{S}_s^{-1} \mathbf{S}_{bd} \dot{\mathbf{Q}}_{2cr} \quad (82)$$

由此可见,阻尼越大,转子的临界响应越小;弹支转子的临界转速 Ω_{cri} 越低于刚支转子的临界转速,转子的临界响应也会越小.弹支转子和刚支转子的临界转速皆包含了转子的所有参数.因此,阻尼效果与转子本身的参数和支承参数均有关联.但须注意,从方程(81)可得出如下的结论:

1) 在支承为弹性的情况下,若转子两阶临界转速皆低于刚支转子的第1阶临界转速,即 $\Omega_{cr2}^2 <$

$\tilde{\Omega}_{cr1}^2$,则两阶模态刚度 s_{cr1} 和 s_{cr2} 越小,两阶临界转速峰值就越小.

2) 在支承为弹性的情况下,若弹支转子第2阶临界转速低于刚支转子的第2阶临界转速,而高于刚支转子的第1阶临界转速,即 $\tilde{\Omega}_{cr1}^2 < \Omega_{cr2}^2 < \tilde{\Omega}_{cr2}^2$,且第2阶模态为“热模态”,则第2阶临界转速为 $\Omega_{cr2}^2 = \frac{\tilde{\Omega}_{cr1}^2 + \tilde{\Omega}_{cr2}^2}{2}$ 时,第2阶临界转速峰值最小.

3) 在支承为弹性的情况下,若弹支转子第2阶临界转速低于刚支转子的第2阶临界转速,而

与刚支转子的第1阶临界转速相等,即 $\Omega_{cr2}^2 = \tilde{\Omega}_{cr1}^2$,则阻尼失效,转子发生共振.在转子设计时,应避免出现这一情况.

4) 由方程(79)的右端可见,当转子的不平衡分布与刚支转子的模态正交,即 $\tilde{\Phi}^T \mathbf{U}_1 = \mathbf{0}$,转子的临界不平衡响应为零.因此,在转子设计时,应确定刚支转子的模态.根据模态正交的条件,确定剩余不平衡量的分布.在上述第1)点所述的情况下,主要要保证剩余不平衡量的分布与刚支转子第1阶模态正交;在第2)点所述的情况下,剩余不平衡量的分布应与刚支转子第1阶和第2阶模态均正交.此时,转子平衡校正面至少应设3个.

对于发动机转子,可能会在若干个截面存在不平衡.若出现上述第3)点所述的情况,即 $\Omega_{cr2}^2 = \tilde{\Omega}_{cr1}^2$,则须对转子进行第1阶模态平衡,使 $\begin{Bmatrix} \tilde{\psi}_{11} \\ \tilde{\psi}_{21} \end{Bmatrix}^T \mathbf{U}_1 = \mathbf{0}$;或调整转子结构参数,使 $\Omega_{cr2}^2 \neq \tilde{\Omega}_{cr1}^2$.

从上述分析过程和结论可知,“热模态”设计不是要保证转速与临界转速的裕度,而是要保证转子实际临界转速与刚支转子临界转速间的裕度,实际上,是要匹配转子/支承参数.支承刚度比转子刚度低得越多,转子临界响应就越小.但对于发动机低压转子来说,转子细长,要使支承刚度远低于转子刚度,是非常困难的.但只要保证“热模态”与刚支转子模态间的裕度,即“模态裕度”,阻尼器将会有效地发挥减振作用,临界响应是可控的,即“热模态”下允许转子发生弯曲变形.在设计时,“模态裕度”是较容易保证的.一是由于支承绝对刚性时,转子的模态较易精确确定;二是在整个工作转速范围内,一般仅涉及一阶支承绝对刚性时的模态,最多不超过两阶.

3 双转子系统的“热模态”设计

发动机一般采用双转子系统.双转子系统结构复杂,柔性大,耦合强,且工作转速范围宽.若按照“转速裕度”的准则来设计双转子系统,则很难达到发动机的性能要求.为此,须遵循“热模态”设计思想来设计双转子系统.

双转子系统的“热模态”设计与上述的单转子相似.设计步骤和要点如下:

步骤1 设定转子系统工作时的“热模态”

根据发动机的工作转速范围和性能要求,设定转子系统的“热模态”.“热模态”设定的原则是:第1阶模态位于慢车以下,但允许在慢车位置;第2阶和第3阶模态位于巡航转速以下,转速裕度

为10%.在巡航转速与最大转速之间最好不设模态.若不易避开,则可考虑将第4阶模态设置在最大转速之上8%~10%.

步骤2 建立双转子系统的参数化模型

建立转子动力学模型是“热模态”设计的基础.建模时,风扇、压气机、高压涡轮和低压涡轮可按照几何尺寸和材料参数等效为盘和盘鼓.轴的质量和刚度可直接由几何尺寸和材料参数确定.支承则由刚度、阻尼和参振质量来等效^[11].在参数设计时,先不考虑局部非线性影响,而到结构和工艺设计时,再进一步细化.

步骤3 确定刚支转子系统的模态

假设支承刚度,包括中介轴承刚度无穷大,确定刚支转子系统的模态,包括模态质量、模态刚度、临界转速和振型.可用有限元法或者传递矩阵法计算,一般只需算出前3阶模态即可.通常比较容易算准刚支模态.但对于低压转子须考虑连接刚度.风扇转子与低压涡轮转子一般采用套齿和螺栓连接.连接刚度的确定要依据充分的实验支持.

刚支模态包括3个部分:①高压转子的刚支模态;②低压转子的刚支模态;③双转子系统的刚支模态.

在整个工作转速范围之内,最多允许存在双转子系统的两阶刚支模态.但须将此两阶模态与设定的“热模态”错开.错开的“转速裕度”达到8%~10%即可,这很容易实现.

步骤4 根据支承绝对刚性时转子的模态参数和“热模态”的位置,选取支承的刚度

根据刚支转子模态刚度选择支承刚度的初值.高压转子前支承刚度和中介轴承的刚度应小于刚支高压转子模态刚度的20%.若把发动机转子第1阶模态设在慢车以下,则应选中介轴承的刚度小于或等于高压转子前支承刚度.若把发动机转子第1阶模态设在慢车转速或慢车转速以上,则应选中介轴承的刚度大于或等于高压转子前支承刚度.

风扇转子两个支承的刚度以及低压涡轮后支承的刚度可选为刚支低压转子第1阶模态刚度的20%~50%.

步骤5 确定支承弹性时双转子系统的模态,检验是否与预设的“热模态”相符

将选定的支承刚度参数代入双转子系统模型,计算转子系统的模态.首先检验转子系统的模态是否与预设的“热模态”相符.若相差较远,则调

整支承刚度参数,以尽量接近“热模态”。

达到“热模态”要求后,检验“热模态”(可能3阶或4阶)是否与转子系统刚支模态留有足够的转速裕度,例如10%。若裕度不够,可调整支承刚度或转子参数。

步骤6 在支承处设置阻尼器^[12-13],确定不平衡响应及动平衡要求

在发动机中,一般是在支承处设计挤压油膜阻尼器对转子施加阻尼。引入挤压油膜阻尼器之后,支承刚度会发生变化^[14-15]。上述支承刚度的选择实际上应考虑挤压油膜阻尼器的影响。挤压油膜阻尼器的刚度和阻尼特性是转子“热模态”设计的基础,需要进行充分的理论分析和实验研究,建立挤压油膜阻尼器设计数据库,以支持转子动力学设计。

在有阻尼条件下,计算转子的不平衡响应。根据方程(74),若双转子系统前两阶刚支模态位于工作转速范围之内,转子不平衡的分布应尽量与前两阶刚支模态正交。此时,不平衡响应峰值最小。因此,应按与模态正交的条件对转子进行动平衡。根据挤压油膜阻尼器所能发挥的阻尼作用和模态平衡的效果,最后可给出转子剩余不平衡量及其分布的限制标准。

步骤7 参数微调和优化设计

在上述选定值的基础上,对参数微调,进行双转子系统的最终优化设计。优化的目标可选作外传力、应变能和峰值响应的复合指标。在有的优化设计中,把质量限制作为转子结构动力学设计的约束条件。但按照上述设计步骤进入优化设计阶段时,约束条件为振动限制值、尺寸参数(例如两个轴承之间的距离、轴承内环直径、外环直径、转子的最大直径等)以及转/静间隙等。

由于参数的影响规律和设计准则是明确的,利用简单的寻优方法即可实现优化设计。

步骤8 极端条件下转子响应的验证

发动机工作时的极端条件包括:大工况下的机动飞行;突加大不平衡(叶片掉块或断裂);空中停车(轴向力突降、温度突变);滑油中断(挤压油膜阻尼器无工作介质)等。

这些极端条件虽非常态,但并不罕见,上述的“热模态”设计未予考虑。在完成上述7个步骤的设计后,要对极端条件下转子系统的响应进行验证。对大工况下的机动飞行和突加大不平衡(叶片掉块或断裂)两种极端条件,可首先直接运用上述的线性模型,进行响应计算。分别检验在此两种条

件下,转子的振动幅值(包括静态变形)是否超过挤压油膜阻尼器的限值和转/静间隙值。如果超过限值,则需结合下一步的非线性因素分析进行验证。

对于空中停车(轴向力突降、温度突变)和滑油中断(挤压油膜阻尼器无工作介质)两种极端条件,需要计及主轴承和挤压油膜阻尼器的瞬态特性。应对模型进行适当的修改后进行验证。这非本文的研究内容。

步骤9 非线性因素影响的评估

发动机转子非线性因素主要包含在连接结构、轴承组件、挤压油膜阻尼器、亚健康状态(转/静间轻度碰摩)和故障作用之中。在发动机转子系统设计之前,通过模型实验、组件实验和部件实验,基本探明非线性因素的作用机理和影响规律,并形成数据库。在完成上述线性系统7个步骤的设计之后,在局部引入非线性因素,结合上述的极端条件进行验证。主要验证两个方面的内容:一是验证转子的响应是否恶化;二是验证转子的稳定性,给出失稳边界^[16]。

步骤10 模型实验器或样机验证

根据所设计的转子系统,建造一个模型实验器或者样机进行实验验证^[17]。实验时,尽可能多地安装测振传感器,既可测量支承振动速度或加速度,还应测量转子振动位移,同一截面力求安装相互垂直的两只传感器。实验验证的内容主要包括:

1) 设计的转子模态特性准确度

对转子的刚支模态和弹支模态分别进行验证。实验结果与设计结果总会存在差别。可调整设计模型中的参数,使设计结果与实验结果逼近,由此验证所设计的模态特性是否符合设计要求,检验设计时模型参数的准确度,同时,验证模型参数对模态特性的影响规律和敏感度。另外,可对模型实验器或样机的结构或实验条件进行调整,例如,改变连接结构的螺栓拧紧力矩、配合紧度等,验证这些参数对模态特性的影响。既可对设计模型进行修正,又可积累数据库。

2) 转子的响应特性

在整个工作转速范围内,测量转子的振动响应,检验是否达到“热模态”设计的要求。转子响应主要由不平衡所致。在实验之前,对高、低压转子分别进行动平衡。动平衡的精度应达到平衡设备所能实现的最高水平。检验剩余不平衡分布量与刚支模态的正交性。转子应按照发动机的任务包

线运行,而无须保留“转速裕度”。如前所述,“热模态”设计的核心是阻尼器的设计和刚度的匹配。若达不到“热模态”设计的要求,首先检查挤压油膜阻尼器的有效性。挤压油膜阻尼器的阻尼效果与油膜长度、油膜间隙、滑油黏度、进油方式、弹支刚度、转子参数等因素紧密相关,必须按照已获得的设计准则和经验(数据库),进行精准控制。若正确设计和精准制装,阻尼效果一般是很显著的。

分别改变高压转子和低压转子的不平衡量及分布,测量转子的响应特性,直至振动峰值达到限定值。将测量结果与设计模型所计算的结果进行比较,检验转子的线性度。根据检验结果,对模型进行局部非线性修正。

3) 转子动平衡方法的有效性

在样机设计时,根据设计模型优选出平衡校正面。分别对高、低压转子进行动平衡。可首先进行常规的低速动平衡。检验剩余不平衡的分布是否与刚支模态正交。然后在工作转速范围,测量双转子系统的不平衡响应,检验低速动平衡的有效性。若不能有效控制转子的振动,应提高转子动平衡的转速和精度^[18]。

4 结 论

本文提出了转子“热模态”的概念,建立了转子“热模态”的设计方法和流程,得到如下结论:

1) 随着航空发动机变工况特征越来越突出,传统的“转速裕度”准则难以适用于发动机转子的结构动力学设计。发动机运行期间,转子频繁越过临界转速,临界转速甚至可能成为工作转速。另外,在工作状态下,材料特性、配合和连接刚度会发生明显变化,导致临界转速在较大范围内变化,很难保证设计时的“转速裕度”。因此,发动机转子应按照“热模态”准则来设计。

2) “热模态”设计的准则是,通过加装阻尼器和参数优化把转子的“热临界”响应控制在允许的限制值之下,而不再刻意保证期望的“转速裕度”和“临界变速率”。

3) “热模态”设计的核心是优化转子参数和支承参数,保证阻尼器的减振效果最佳。如果第2阶模态为“热模态”,设计的目标是降低转子的第2阶临界响应。阻尼器和转子/支承参数的匹配应针对第2阶模态来设计。适合第2阶模态减振的转子/支承参数最优匹配,对第1阶模态可能不是最佳的。但反过来,适合第1阶模态减振的转子/支承参数最佳匹配,对第2阶模态是适合的。

4) 航空发动机的低压转子细长,刚度较低,要达到适合第1阶模态减振的转子/支承参数最佳匹配,支承设计可能会受到强度和变形条件的限制。但若第1阶模态不是“热模态”,则针对第1阶模态的参数匹配可适当放宽,而主要关注第2阶“热模态”减振。

若在发动机工作转速内存在多个“热模态”,例如涡轴发动机,则以最低阶“热模态”来匹配转子/支承参数。

5) 转子任意阶“热临界”若与刚支转子某一阶临界转速重合,则会在此“热临界”处发生共振。设计时须予避免。

6) 按照“模态裕度”准则进行航空发动机转子动力学设计是可行的。

参考文献:

- [1] 刘永泉,王德友,洪杰,等.航空发动机整机振动控制技术分析[J].航空发动机,2013,39(5):1-8.
LIU Yongquan, WANG Deyou, HONG Jie, et al. Analysis of whole aeroengine vibration control technology[J]. Aero-engine, 2013, 39(5): 1-8. (in Chinese)
- [2] 朱梓根,刘廷毅,陈光,等.航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则:第六册 转子系统[M].北京:中国航空工业总公司发动机系统工程局,1997.
- [3] Gunter E J. Optimum bearing and support damping for unbalance response and stability of rotating machinery[J]. Journal of Engineering for Power, 1978, 100(1): 1-6.
- [4] Vance J M. Rotordynamics of turbomachinery[M]. New York: Wiley & Sons Incorporated, 1987.
- [5] Vance J M, Zeidan F, Murphy B. Machinery vibration and rotordynamics[M]. New York: John Wiley & Sons Incorporated, 2010.
- [6] Gasch R, Nordmann R, Pfuetzner H. Rotordynamik[M]. Berlin: Springer Verlag, 2002.
- [7] 廖明夫,于潇,王四季,等.双转子系统的振动[J].机械科学与技术,2013,32(4):475-480.
LIAO Mingfu, YU Xiao, WANG Siji, et al. The vibration features of a twin spool rotor system[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(4): 475-480. (in Chinese)
- [8] 廖明夫,刘永泉,王四季,等.中介轴承对双转子振动的影响[J].机械科学与技术,2013,32(5):641-646.
LIAO Mingfu, LIU Yongquan, WANG Siji, et al. The vibration features of a twin spool rotor system with a inter-bearing[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(5): 641-646. (in Chinese)
- [9] 廖明夫,谭大力,耿建明,等.航空发动机高压转子的结构动力学设计方法[J].航空动力学报,2014,29(7):1505-1519.
LIAO Mingfu, TAN Dali, GENG Jianming. Structure dynamics design method of an aero-engine high pressure ro-

- tor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(7): 1505-1519. (in Chinese)
- [10] 廖明夫,汪玉,谭大力. 转子进动分析的 4 个定理[J]. 航空动力学报, 2008, 23(2): 281-285.
- LIAO Mingfu, WANG Yu, TAN Dali. 4 theorems on whirl transform of rotor vibration[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2): 281-285. (in Chinese)
- [11] 王四季,廖明夫,刘永泉,等. 航空发动机轴承外环装配工艺引起的转子系统非线性振动[J]. 航空动力学报, 2015, 30(1): 82-89.
- WANG Siji, LIAO Mingfu, LIU Yongquan, et al. Nonlinear vibration of rotor systems caused by assembly process of a bearing outer ring of an aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(1): 82-89. (in Chinese)
- [12] 王四季,廖明夫,杨伸记. 主动式弹支干摩擦阻尼器控制转子振动的实验[J]. 航空动力学报, 2007, 22(11): 1893-1897.
- WANG Siji, LIAO Mingfu, YANG Shenji. Experimental investigation on vibration control by elastic support/dry friction damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(11): 1893-1897. (in Chinese)
- [13] LIAO Mingfu, SONG Mingbo, WANG Siji. Active elastic support/dry friction damper with piezoelectric ceramic actuator[J]. Shock and Vibration, 2014, 2014: 1-10.
- [14] 顾家柳. 转子动力学[M]. 北京:国防工业出版社, 1985.
- [15] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学[M]. 北京:机械工业出版社, 1999.
- [16] 黄文虎,夏松波,焦映厚,等. 旋转机械非线性动力学[M]. 北京:科学出版社, 2006.
- [17] JIANG Yunfan, LIAO Mingfu, WANG Siji. The design of counter-rotating dual rotor experimental apparatus[C]// 2012 Proceeding of 4th International Symposium on Jet Propulsion and Power Engineering (ISJPPE). Xi'an: ISJPPE, 2012: 467-472.
- [18] 廖明夫,王四季. 航空发动机柔性转子动平衡方法[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(6): 91-94.
- LIAO Mingfu, WANG Siji. Study of balancing method of aero-engine flexible rotors[J]. Noise and Vibration Control, 2011, 31(6): 91-94. (in Chinese)