

考虑温度影响的气膜阻尼结构抑振率分析

张 鸿¹, 张浚崧^{1*}, 唐云冰²

(1. 中国民航大学中欧航空工程师学院, 天津, 300300; 2. 常州环能涡轮动力股份有限公司, 常州, 213002)

摘要 气膜阻尼能够有效抑制航空发动机叶片的多阶振动, 且具有结构简单、附加质量小等优点。针对带气膜阻尼平板结构, 建立了带气膜阻尼平板振动模型, 推导出考虑温度影响的抑振率表达式; 采用有限元法, 研究了均匀温度场和非均匀温度场对气膜阻尼结构抑振率的影响。结果表明: ①无论是在均匀温度场还是非均匀温度场下, 带气膜阻尼平板均表现出较高的抑振率; 在两种温度场下, 平板温度由 20°C 增加至 600°C, 带气膜阻尼平板抑振率增幅均不超过 10%。②气膜内气体温度由室温 20°C 增加到 600°C 时, 带气膜阻尼平板抑振率增幅变化不超过 4%, 气膜内气体随温度变化对带气膜阻尼平板抑振率影响较小, 可适用于不同温度环境。③当平板振动为二扭振型时, 气膜阻尼结构抑振效果不仅大幅下降, 而且吸振薄板的振动会加剧平板本身的振动, 且在不同温度梯度下都可能出现。

关键词 气膜阻尼; 发动机叶片; 振动特性; 温度影响; 抑振率

DOI 10.3969/j.issn.2097-1915.2023.05.007

中图分类号 TH16; O342 **文献标志码** A **文章编号** 2097-1915(2023)05-0056-07

Analysis of Vibration Suppression Rate of Air-Film Damping Structures Considering Temperature Effect

ZHANG Hong¹, ZHANG Junsong^{1*}, TANG Yunbing²

(1. Sino-European Institute of Aviation Engineering, Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China;

(2. Changzhou Huanneng Turbine Power Co., Ltd., Changzhou 213002, Jiangsu, China)

Abstract Gas film damping can effectively suppress multi stage vibration of aeroengine blades which has the advantages of simple structure and small added mass. This paper focuses on the flat plate structure with gas film damping, establishes the vibration model of a flat plate with gas film damping, derives the expression of vibration suppression rate under the influence of the temperature; Using the finite element method, study the effects on the vibration suppression rate of gas film damping structures under uniform and non-uniform temperature fields. The results is: ①Flat plates with air film damping have a high vibration suppression rates under uniform and non-uniform temperature fields; Under this two temperature fields, when the temperature field of the flat plate increases from 20°C to 600°C, the increase in vibration suppression rate of gas film damping structure is less than 10%; ②When the gas temperature inside the gas film increases from 20°C to 600°C, the increase in vibration suppression rate of gas film damping structure is less than 4%, the variation of gas temperature in the gas film has less effect on the vibration suppression rate of a flat plate with gas film damping, can suitable for the different temperature environments; ③When the vibration of the flat plate is in the second torsional vibration mode, the vibration sup-

收稿日期: 2023-02-13

作者简介: 张 鸿(1979—), 男, 山西临汾人, 副教授, 研究方向为航空发动机结构强度振动。E-mail: zhanghong.siae@hotmail.com

通信作者: 张浚崧(1998—), 男, 陕西西安人, 硕士, 研究方向为航空发动机结构强度振动。E-mail: 1530455662@qq.com

引用格式: 张鸿, 张浚崧, 唐云冰. 考虑温度影响的气膜阻尼结构抑振率分析[J]. 空军工程大学学报, 2023, 24(5): 56-62. ZHANG Hong, ZHANG Junsong, TANG Yunbing. Analysis of Vibration Suppression Rate of Air-Film Damping Structures Considering Temperature Effect [J]. Journal of Air Force Engineering University, 2023, 24(5): 56-62.

pression effect of the gas film damping structure decreases sharply, the vibration of the absorbing sheet will intensify the vibration of the flat plate, the phenomenon may occur under different temperature gradient.

Key words gas film damping; engine blades; vibration characteristics; temperature effect; vibration suppression rate

航空发动机转速较高,发动机叶片通常是工作在高压、高负荷等极端状态,容易诱发由于振动引起的故障^[1]。有效抑制发动机叶片在运行过程中产生的振动,是保证航空发动机能否安全工作的重要前提。

在叶片结构中增加阻尼是控制叶片振动的最有效方法^[2],其中气膜阻尼能够对航空发动机叶片的多阶振动进行有效抑制,且具有结构简单、附加质量小等优点^[3],是近年来研究的热点之一^[4-6]。文献^[7]基于挤压间隙流理论研究了带气膜阻尼结构,研究表明当吸振薄板和叶片固有频率相近时,气膜阻尼抑振效率最好。文献^[8]推导了薄膜阻尼的理论模型,计算了气膜阻尼结构中气膜位置和厚度等参数对气膜阻尼抑振效率的影响。文献^[9]推导出气膜阻尼结构的阻尼比方程,计算了不同结构气膜阻尼的阻尼比。文献^[10]建立了带气膜阻尼平板和风扇叶片有限元模型,研究了多物理场耦合下气膜阻尼的特性。

文献^[11]对可压缩润滑气膜流动的雷诺微分方程进行了计算验证。文献^[12~14]揭示了气体在气膜内运动时所受的摩擦力和阻力,并通过有限元分析软件模拟计算了气体在气膜内运动时的物理特性。文献^[15]研究了不同阻尼条件对燃气轮机叶片振动的影响。文献^[16]比较了不同压力下带气膜阻尼平板的阻尼比、谐振频率和幅值,证明了气膜内压力增大可略微提升气膜阻尼的抑振性能。文献^[17]使用阻尼法,计算了“泵吸效应”下气膜阻尼系统的气体阻抗。文献^[18]采用螺旋密封和槽式密封切断油底壳的串联迷宫气动力密封的方式搭建了气膜密封试验台,通过电涡流位移传感器监测了气膜阻尼结构的阻尼系数。文献^[19]设计了一种具有气膜阻尼的更为精确的微悬臂梁模型,给出了振动结构与基底结构间的非均匀间隙变化对气膜阻尼的影响,证明了该控制器模型的有效性。文献^[20]通过修正雷诺方程,计算了微尺度下由气膜阻尼内气体黏性引起的滑膜阻尼力和气体受到两板挤压引起的挤压阻尼力。

已有对气膜阻尼的研究主要集中在气膜阻尼结构对抑振性能的影响,如气膜阻尼的位置、厚度等,考虑温度场尤其是复杂温度场对气膜阻尼影响的研究较少。吸振薄板的振动和气膜中粘性气体对振动

能量的耗散是气膜阻尼产生阻尼效应的最主要原因^[21~22]。当温度场发生变化时,气膜阻尼内气体的粘性会发生变化,从而影响气体运动,将导致气膜阻尼特性发生变化;温度的变化也会在结构中产生热应力,引起气膜阻尼结构的振动特性发生改变;而吸振薄板的振动又是气膜中粘性气体运动的最主要原因,因此温度的变化气膜阻尼抑振机理变得复杂,需要进一步研究。

本文针对带气膜阻尼悬臂平板模型,推导出气膜阻尼结构抑振率的表达式;基于有限元法,研究均匀温度场和非均匀温度场条件下,带气膜阻尼结构抑振率的变化情况。

1 振动控制方程

在研究叶片振动时,可将叶片等效为一端固支,一端自由的悬臂平板。当研究带气膜阻尼叶片时,可将叶片叶身简化为基体平板,叶片附加薄板简化为吸振薄板^[1]。图1为带气膜阻尼平板结构示意图,由基体平板、吸振薄板以及基体平板和吸振薄板之间的气膜组成,其中基体平板长度为 $2A$,宽度为 $2d$,厚度为 H ;气膜腔是在基体平板上沿宽度方向开开的矩形通孔,气膜厚度为 h ,气膜长度为 $2a$ 。

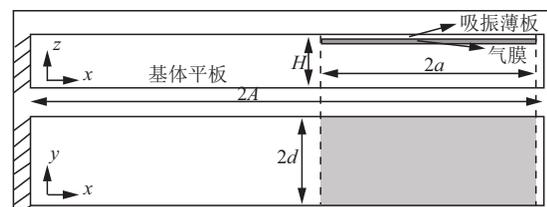


图1 带气膜阻尼平板结构示意图

图2为带气膜阻尼平板振动模型。基体平板为质量为 M 的质量块与刚度为 K 的弹性体组合;吸振薄板为质量为 m 的质量块与刚度为 k 的弹性体组合。在基体平板上施加简谐激励 $F(t) = f \sin(\omega t)$ 作为外激励,其中 f 为外激励幅值, ω 为外激励频率。

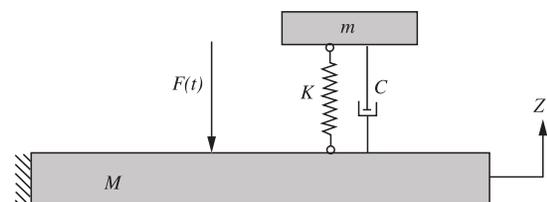


图2 带气膜阻尼平板振动模型

由图2,吸振薄板的振型方程可表示为:

$$\Delta(x, y) = \Delta_0 \sin\left(\frac{c\pi x}{2a}\right) \sin(\omega\pi) \quad (1)$$

式中, Δ_0 为气膜腔上下表面的相对位移; ω 为吸振薄板固有频率。通过复刚度法将气膜压强表示为相对位移的复数形式:

$$P(x, y) = [Re\omega + iIm\omega]\Delta(x, y) \quad (2)$$

式中:虚部 $Im\omega\Delta(x, y)$ 为气膜内气体对平板结构的附加阻尼。虚部 $Im\omega\Delta(x, y)$ 与振动位移的乘积对单位体积和单位时间进行积分,可得到等效阻尼系数:

$$C_{EFF} = \text{imag}(\omega) \frac{\Delta(x, y)}{\omega} \quad (3)$$

$$\omega = \frac{\gamma P}{\gamma \lambda P \left(\frac{N\pi}{2n}\right)^2 / \rho\omega^2 - 1} \left(\frac{\sinh By_2 - \sinh By_1}{B \cosh(BW)} - (y_2 - y_1) \right) \quad (4)$$

式中: N 为 X 方向振动的波数,由上式可知,吸振薄板固有频率 ω 、气膜内气体压强和动力粘滞系数都会影响气膜阻尼结构的抑振效率。其中粘性系数会随温度的改变而改变。

考虑温度对带气膜阻尼结构影响时,热应力会对基体平板和吸振薄板的刚度产生影响,进一步影响其固有频率。假设基体平板的刚度矩阵为:

$$\mathbf{K} = \mathbf{K}_T + \mathbf{K}_\sigma \quad (5)$$

吸振薄板的刚度矩阵为:

$$\mathbf{k} = \mathbf{k}_T + \mathbf{k}_\sigma \quad (6)$$

式中: \mathbf{K}_T 和 \mathbf{k}_T 分别为基体平板和吸振薄板结构刚度矩阵,与结构的物理参数有关; \mathbf{K}_σ 和 \mathbf{k}_σ 分别为基体平板和吸振薄板热应力刚度矩阵,与结构的热应力有关。

在考虑温度影响时,基体平板和吸振薄板的结构刚度矩阵分别为:

$$\mathbf{K}_T = \int_V [\mathbf{B}]^T [\mathbf{D}_T] [\mathbf{B}] dV = \mathbf{K}_L + \mathbf{K}_{NL} \quad (7)$$

$$\mathbf{k}_T = \int_v [\mathbf{b}]^T [\mathbf{d}_T] [\mathbf{b}] dv = \mathbf{k}_L + \mathbf{k}_{NL} \quad (8)$$

式中基体平板和吸振薄板的刚度矩阵分别为:

$$\mathbf{K}_L = \int_V [\mathbf{B}_L]^T [\mathbf{D}_T] [\mathbf{B}_L] dV \quad (9)$$

$$\mathbf{k}_L = \int_v [\mathbf{b}_L]^T [\mathbf{d}_T] [\mathbf{b}_L] dv \quad (10)$$

$[\mathbf{B}] = [\mathbf{B}_L] + [\mathbf{B}_{NL}]$ 和 $[\mathbf{b}] = [\mathbf{b}_L] + [\mathbf{b}_{NL}]$ 均为几何矩阵, $[\mathbf{D}_T]$ 和 $[\mathbf{d}_T]$ 为材料的弹性系数矩阵, \mathbf{K}_{NL} 和 \mathbf{k}_{NL} 为线性小变形刚度矩阵。

基体平板和吸振薄板的热应力刚度矩阵分

别为:

$$\mathbf{K}_\sigma = \int_V [\mathbf{G}]^T [\mathbf{D}_T] [\mathbf{G}] dV \quad (11)$$

$$\mathbf{k}_\sigma = \int_v [\mathbf{g}]^T [\mathbf{D}_T] [\mathbf{g}] dv \quad (12)$$

式中: \mathbf{G} 和 \mathbf{g} 为形函数矩阵; \mathbf{D}_T 为结构热应力矩阵。

将热应力刚度矩阵带入基体平板和吸振薄板的振动控制方程中,得到考虑热应力的带气膜阻尼平板振动控制方程:

$$M\ddot{Z} + C(\dot{Z} - \dot{z}) + KZ + k(Z - z) = F(t) \quad (13)$$

$$m\ddot{z} + C(\dot{z} - \dot{Z}) + k(z - Z) = 0 \quad (14)$$

式中: Z 和 z 分别为基体平板和吸振薄板的位移。为了分析气膜阻尼的抑振效果,定义抑振率 λ :

$$\lambda = \frac{Z'_0 - Z'_1}{Z'_0} \times 100\% \quad (15)$$

式中: Z'_0 为不带气膜阻尼平板在外激励作用下的最大振幅; Z'_1 为带气膜阻尼平板在外激励作用下的最大振幅。最大振幅的计算公式如下:

$$Z' = \frac{f/\omega^2}{\sqrt{(1 - p^2/\omega^2)^2 + 4\xi^2 p^2/\omega^2}} \quad (16)$$

$$\xi = \frac{C_{EFF}}{2m\omega} = \frac{C_{FFF}}{2\sqrt{km}} \quad (17)$$

式中: p 为气膜内部气体压强。

2 有限元模型

根据图1所示结构,建立如图3所示带气膜阻尼平板流固双向耦合有限元模型,流固界面为气膜内的气体与气膜腔的接触表面。其中结构尺寸参考文献10,设置基体平板长度 $2A$ 为 240 mm,宽度 $2d$ 为 70 mm,厚度 H 为 5 mm,气膜厚度 h 为 0.2 mm,长度 $2a$ 为 80 mm。

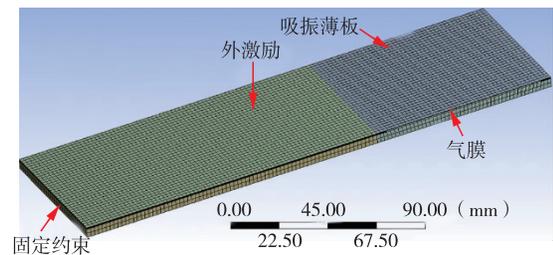


图3 有限元模型图

当平板材料为 TC4 时,不考虑温度的影响,带气膜阻尼平板抑振率的计算结果如表1所示。与文献[10]中相同条件下的试验结果相比,误差小于5%,所建模型满足计算要求。

表 1 带气膜阻尼平板抑振率

气膜长度/mm	计算结果/%	试验结果 ^[10] /%	误差/%
60	51.33	55.78	4.45
80	76.85	80.21	3.36
100	60.61	64.34	3.73

为研究温度的影响,选择平板材料为 K4002 高温合金。弹性模量 E 、热膨胀系数 α 、泊松比 γ 和热传导率 λ 随温度的变化如表 2 所示。

表 2 材料参数^[23]

温度/ $^{\circ}\text{C}$	$E/$ $1 \times 10^5 \text{ MPa}$	$\alpha/$ (m/K)	γ	$\lambda/$ ($\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$)
20	1.94	1.23	0.223	8.37
100	1.88	1.23	0.204	8.37
200	1.85	1.26	0.206	8.37
300	1.81	1.29	0.206	8.79
400	1.76	1.31	0.223	9.63
500	1.69	1.34	0.190	10.47
600	1.63	1.37	0.198	12.14

3 计算结果

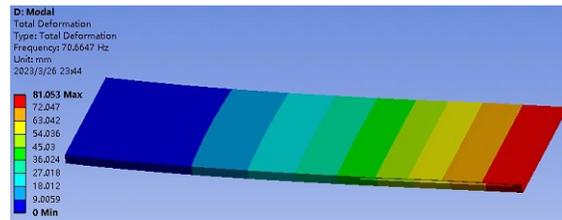
3.1 均匀温度场对抑振率的影响及分析

计算工作温度分别为 20 $^{\circ}\text{C}$ 、200 $^{\circ}\text{C}$ 、400 $^{\circ}\text{C}$ 和 600 $^{\circ}\text{C}$ 均匀温度场下,假设气膜内气体物性不随温度变化,不带气膜阻尼平板和带气膜阻尼平板的固有频率,如表 3 所示。

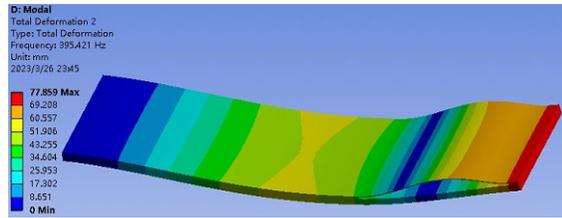
表 3 均匀温度场下平板固有频率 单位:Hz

温度/ $^{\circ}\text{C}$	结构	一阶	二阶	三阶	四阶	五阶	六阶
		模态	模态	模态	模态	模态	模态
20	不带气膜 阻尼平板	71.3	411.5	457.6	902.3	1 134.7	1 342.5
	带气膜阻 尼平板	72.1	403.5	463.9	946.5	1 078.3	1 254.2
200	不带气膜 阻尼平板	66.8	401.7	443.2	883.5	1 104.3	1 325.8
	带气膜阻 尼平板	70.7	395.4	455.3	927.5	1 056.7	1 230.0
400	不带气膜 阻尼平板	64.3	394.2	426.1	849.8	1 097.2	1 312.7
	带气膜阻 尼平板	68.1	389.6	453	891.6	1 042.2	1 217.5
600	不带气膜 阻尼平板	62.1	387.1	440.3	812.1	1 082.3	1 301.4
	带气膜阻 尼平板	66.4	380.7	449.6	858.1	1 026.2	1 201.6

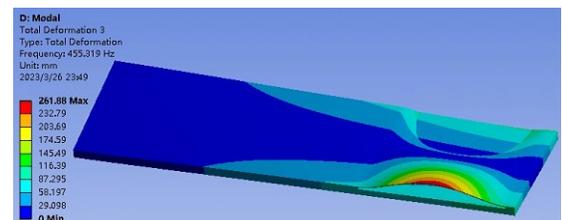
工作温度为 200 $^{\circ}\text{C}$ 时,带气膜阻尼平板前六阶固有模态如图 4 所示:



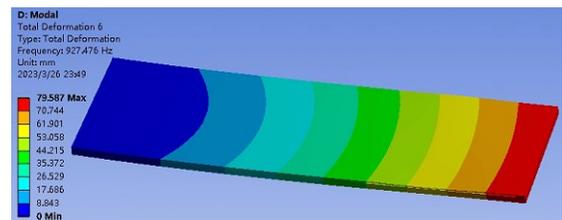
(a)一阶模态



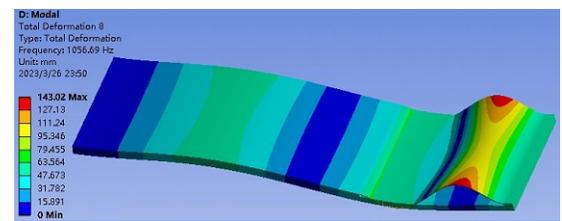
(b)二阶模态



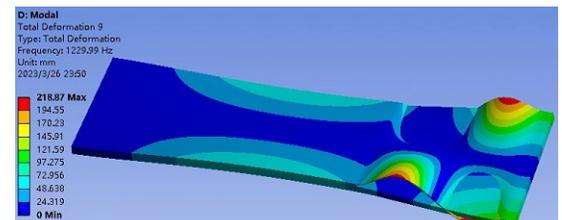
(c)三阶模态



(d)四阶模态



(e)五阶模态



(f)六阶模态

图 4 带气膜阻尼平板前六阶固有模态

表 4 为均匀温度场下,一阶弯曲振动不带气膜阻尼平板和带气膜阻尼平板振幅以及抑振率的计算结果。由表可知,随着温度的增加,带气膜阻尼结构抑振率增加;在均匀温度场条件下,温度每增加

200 ℃,气膜阻尼的抑振率增加不超过 5%;温度由 20 ℃增加至 600 ℃,带气膜阻尼平板抑振率增幅不超过 10%。

表 4 均匀温度场下带气膜阻尼平板抑振率

温度/ ℃	不带气膜阻尼振幅/ 10^{-3} mm	带气膜阻尼振幅/ 10^{-3} mm	抑振率/%
20	2.98	1.44	51.64
200	4.56	2.07	54.63
400	8.27	3.49	57.75
600	10.13	3.95	60.96

3.2 非均匀温度场对抑振率的影响及分析

叶片在实际工作中,叶片各部分的温度很难保证一致,因此有必要研究非均匀温度场下,气膜阻尼抑振率的变化趋势。计算时假设气膜内气体物性不随温度变化,表 5 为不带气膜阻尼平板和带气膜阻尼平板的基体平板自由端温度为 600 ℃时,固定端温度由室温 20 ℃增加到 600 ℃的计算结果。

由表 5、图 5 和图 6 可知,无论是不带气膜阻尼平板还是带气膜阻尼平板,随着固定端温度升高,前六阶固有频率降低,但降低幅度不大。由公式(10)可知,由于热应力的存在,基体平板的热应力刚度矩阵随温度升高而下降,导致其固有频率降低,但影响不大。

表 5 非均匀温度场下平板固有频率 单位:Hz

温度/℃	结构	一阶 模态	二阶 模态	三阶 模态	四阶 模态	五阶 模态	六阶 模态
20	不带气膜 阻尼平板	66.3	407.8	462.4	868.1	1 133.5	1 343
	带气膜 阻尼平板	70.1	400.9	471.9	918.2	1 074.7	1 251.5
200	不带气膜 阻尼平板	65.3	402.5	457.4	855.3	1 120.4	1 325.3
	带气膜 阻尼平板	69.1	395.8	466.8	904.6	1 062.4	1 231.8
400	不带气膜 阻尼平板	63.9	395.4	449.6	836.2	1 103.1	1 312.8
	带气膜 阻尼平板	67.6	388.9	459.4	884.1	1 046.5	1 218.1
600	不带气膜 阻尼平板	62.1	387.1	440.3	812.1	1 082.3	1 301.4
	带气膜阻 尼平板	65.6	380.7	449.6	858.1	1 026.2	1 201.6

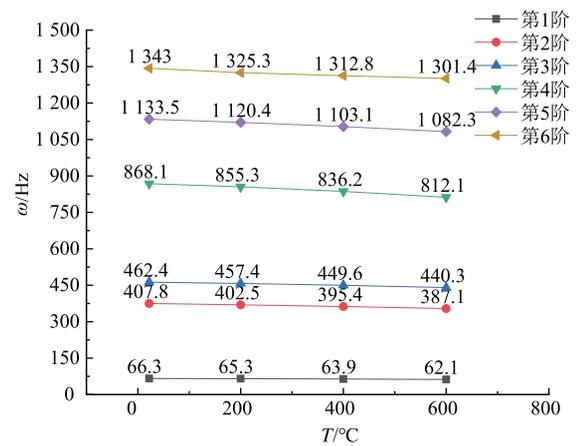


图 5 非均匀温度场下不带气膜阻尼平板前六阶固有频率

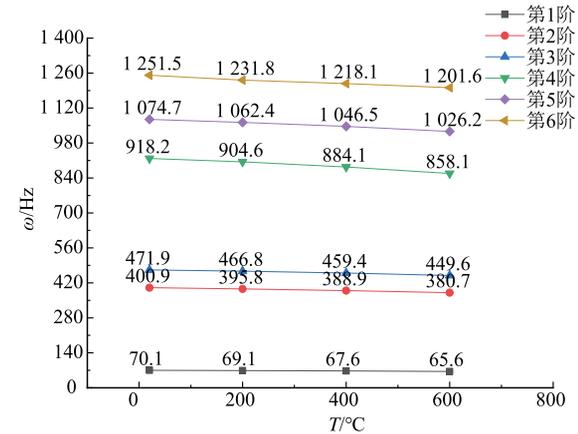


图 6 非均匀温度场下带气膜阻尼平板前六阶固有频率

表 6、图 7 和图 8 为非均匀温度场下,一阶弯曲振动不带气膜阻尼平板和带气膜阻尼平板振幅以及抑振率的计算结果。由表 6 和图 7 可知,随着固定端温度增加,固定端热应力增加,平板内部热应力减小,

表 6 非均匀温度场下带气膜阻尼平板抑振率

固定端 温度/ ℃	不带气膜 阻尼平板 振幅/ 10^{-3} mm	带气膜 阻尼平板 振幅/ 10^{-3} mm	抑振率/%
20	3.31	1.53	53.63
200	5.61	2.50	55.46
400	8.05	3.37	58.07
600	10.13	3.95	60.96

不带气膜阻尼平板与带气膜阻尼平板振幅均增大,且带气膜阻尼平板相较于不带气膜阻尼平板,振幅增幅要小得多。由表 6 和图 8 可知,带气膜阻尼平板抑振率随固定端温度的增加而增加。正是由于抑振率的增加,抑制了带气膜阻尼平板振幅的大幅增加。由表 6 可知,温度每增加 200 ℃,气膜阻尼的抑振率增加不超过 5%;温度由 20 ℃增加至 600 ℃,带气膜阻尼平板抑振率增幅不超过 10%。

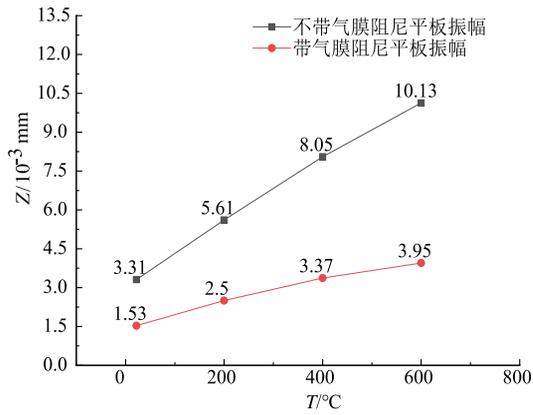


图 7 非均匀温度场下平板振幅

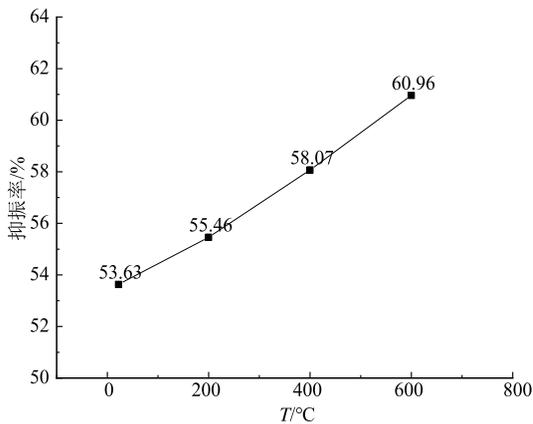


图 8 非均匀温度场下带气膜阻尼平板抑振率

3.3 气膜内气体温度变化对抑振率影响分析

温度变化会改变气膜内空气的物性,从而影响气膜阻尼的抑振效果。假设气体粘性系数 μ 随温度变化如下式所示^[24]:

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{273} \right)^{1.5} \frac{395}{T + 122} \quad (16)$$

式中: $\mu_0 = 1.711 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 。

将平板自由端温度固定为 600 °C,固定端温度分别为 20 °C、200 °C、400 °C 和 600 °C 温度时,气膜内气体温度由室温 20 °C 增加到 600 °C,计算得到的带气膜阻尼平板抑振率,其结果见表 7 所示。

由表 7 可以看出,无论是在哪种固定端温度下,气膜内气体温度由 20 °C 升至 600 °C,带气膜阻尼平板抑振率增幅均小于 4%。原因是温度的升高会导致空气动力粘度的提升,从而造成气体与固体之间的摩擦力增大,导致振动耗能增强;但同时温度的升高也会导致气体密度的下降,气体间摩擦力减小,振动耗能减弱。二者叠加的结果是抑振率增大,但增幅变化不大。因此,气膜内气体温度变化对带气膜阻尼平板抑振率影响较小,可适用于不同温度环境。

表 7 气膜内不同气体温度的带气膜阻尼平板抑振率

固定端温度 /°C	气膜内气体温度 /°C	带气膜阻尼平板振幅 /10 ⁻³ mm	抑振率/%
20	20	1.53	53.63
	200	1.50	54.58
	400	1.43	56.72
	600	1.41	57.21
200	20	2.50	55.46
	200	2.45	56.33
	400	2.41	57.07
	600	2.36	57.96
400	20	3.37	58.07
	200	3.31	58.88
	400	3.24	59.69
	600	3.14	60.98
600	20	3.95	60.96
	200	3.84	62.05
	400	3.76	62.89
	600	3.67	63.75

3.4 高频激励对抑振率影响分析

为了进一步分析高频激励情况下,温度梯度对带气膜阻尼平板抑振率的影响。对不同温度梯度条件下的带气膜阻尼平板进行谐响应分析,计算结果如图 9 所示。

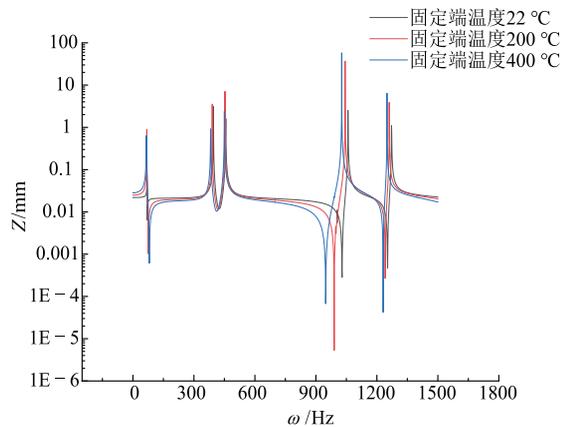


图 9 谐响应对比图

由图 9 可知,不同温度梯度下带气膜阻尼平板的谐响应差异较小,前六阶固有频率均在 0~1 500 Hz 范围内;带气膜阻尼平板振动响应在 1 000 Hz 附近出现了极大值。

在 1 000 Hz 的激励频率附近分析不同温度梯度对带气膜阻尼平板振幅的影响,计算结果如图 10

所示。

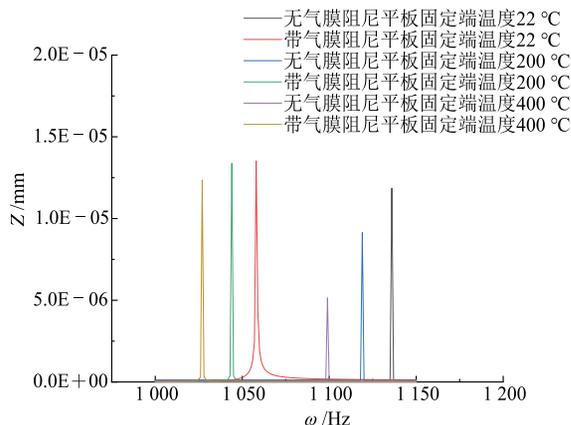


图 10 不同温度场下振幅对比图

由图 10 可知,不同温度梯度下,带气膜阻尼平板振幅均大于不带气膜阻尼平板的振幅,其抑振效果大幅降低。气膜阻尼结构的阻尼效应主要是由于平板振动时,气膜内气体受到吸振薄板和基体平板的挤压流动从而耗散振动能量产生。在 1 000 Hz 激励频率附近,由表 3 和图 4 可知,其对应的模态振型为二扭振型,扭转振动降低了气膜内气体的挤压流动,振动耗能大幅减少;此时,吸振薄板吸收的基体平板振动能量无法通过气膜内气体进行耗散,与基体平板同时振动造成振动的加剧。由图 10 可知,不同温度梯度下,均存在振动加剧的现象,因此对于气膜阻尼结构的使用,应避免这种情况的出现。

4 结论

本文研究了均匀温度场和非均匀温度场对气膜阻尼结构抑振率的影响,结论如下:

1)无论是在均匀温度场还是非均匀温度场下,带气膜阻尼平板均表现出较高的抑振率;在两种温度场下,平板温度由 20 °C 增加至 600 °C,带气膜阻尼平板抑振率增幅均不超过 10%。

2)气膜内气体温度从 20 °C 升高至 600 °C,带气膜阻尼平板抑振率增幅均小于 4%,气膜内气体温度变化对带气膜阻尼平板抑振率影响较小。因此,带气膜阻尼结构不仅附加质量小,气膜内气体也适用于不同温度环境,因此可将气膜阻尼结构应用于航空发动机风扇叶片或低压涡轮叶片中,从而减少航空发动机因振动造成疲劳损伤。

3)当带气膜阻尼平板振动为二扭振型时,气膜阻尼结构抑振效果不仅大幅下降,而且由于吸振薄板振动能量无法耗散,会加剧平板的振动,且在不同

温度梯度下都可能出现。

4)本文的计算结果为气膜阻尼结构的进一步应用提供技术支撑,也为航空发动机减振结构的设计提供参考依据。

参考文献

- [1] 李其汉,王延荣. 航空发动机结构强度设计问题[M]. 上海:上海交通大学出版社,2014.
- [2] 蔡肇云,金六周. 航空发动机强度设计,试验手册:叶片强度与振动计算[M]. 北京:第三机械工业部第六研究院,1980:34-50.
- [3] FOX M J H, WHITTON P N. The Damping of Structural Vibration by thin Gas Films[J]. Journal of Sound and Vibration, 1980,73(2):279-295.
- [4] 陈璐璐. 风扇阻尼结构动力学设计理论与方法研究[D]. 北京:北京航空航天大学,2012.
- [5] WANG W, TAO F, WANG Q, et al. Dynamic Behavior of Perforated Parallel-Plate Actuator under Squeeze Film Damping Effect[J]. Microsystem Technologies, 2017, 23(2):411-419.
- [6] MA Y H, LIANG Z C, WANG H, et al. Theoretical and Experimental Steady-State Rotordynamics of an Adaptive Air Film Damper with Metal Rubber[J]. Journal of Sound & Vibration, 2013, 332(20):5710-5726.
- [7] 张大义,何易峰,陈璐璐,等. 带气膜阻尼结构振动特性的理论研究[J]. 航空动力学报,2016,31(2):282-288.
- [8] 陈璐璐,洪杰,马艳红. 带挤压薄膜阻尼结构叶片的动态响应分析及试验研究[J]. 推进技术,2016,37(4):733-740.
- [9] 张鸿,崔东泽,邢海龙,等. 带气膜阻尼悬臂平板的振动特性研究[J]. 机械设计与制造,2021(2):98-101.
- [10] 焦英杰. 风扇叶片气膜阻尼的多物理场耦合仿真计算与验证[D]. 天津:中国民航大学,2021.
- [11] GROSSW A. A Gas Film Lubrication Study Part I [J]. IBM Journal of Research and Development, 1959(7):237-255.
- [12] LEWIS T, JONES D I G. Partial Coverage Air Film Damping of Cantilever Plates[J]. Journal of Sound and Vibration,1997, 208(5):869-875.
- [13] LEWIS T, NOTESTINE K. Air Film Damping for Turbine Engine Applications[C]. Pinehurst:Presented at 9th National Turbine Engine HCF Conference,2004.

(下转第 71 页)