

文章编号: 1000-8055(2023)03-0546-12

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210462

带有挤压油膜阻尼器的转子系统动力学相似设计

刘 准¹, 廖明夫¹, 邓旺群², 杨 海²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 针对航空发动机中常见的带有挤压油膜阻尼器(SFD)转子的动力学相似问题, 建立了一种相似建模方法。从带有阻尼的转子的振动微分方程着手, 通过方程分析法推导了转子振动过程中的不平衡力相似关系和阻尼力相似关系。以挤压油膜阻尼器的油膜力和油膜方程为基础建立了挤压油膜阻尼器参数与转子相似参数之间的数学关系, 并给出了相应的工程设计方法。以某带有挤压油膜阻尼器的单转子系统为例, 建立了带有挤压油膜阻尼器的相似转子系统, 使用有限元法分析了该转子系统与其相似系统的动力学特性, 分析结果显示: 在仅考虑转子系统内挤压油膜阻尼器阻尼的情况下相似系统的不平衡响应与原转子系统不平衡响应误差低于 1%。

关 键 词: 模态分析; 转子动力学; 挤压油膜阻尼器(SFD); 不平衡响应; 动力学相似

中图分类号: V235.13

文献标志码: A

Dynamic similarity design of rotor system with squeeze film damper

LIU Zhun¹, LIAO Mingfu¹, DENG Wangqun², YANG Hai²

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: In order to research the dynamic similarity problems of rotors with squeeze film damper (SFD), which are common in aero-engines, a similar modeling method was established. Starting from the vibration differential equation of the rotor with damping, the similar relationship between the unbalanced force and the damping force in the rotor vibration process was derived by equation analysis method. Based on the oil film force and oil film equation of the squeeze film damper, the mathematical relationship between the parameters of the squeeze film damper and the similar parameters of the rotor was established, and the corresponding engineering design method was given. Taking a single-rotor system of the rotor as an example, a similar rotor system with a squeeze film damper was established. The dynamic characteristics of the rotor system and its similar systems were analyzed using the finite element method. The analysis results showed that the unbalance response error between the similar system and the original rotor system was lower than 1% when only considering the damping of squeeze film damper in the rotor system.

Keywords: modal analysis; rotor dynamics; squeeze film damper (SFD); unbalance response; dynamic similarity

收稿日期: 2021-08-20

基金项目: 国家科技重大专项(2017-IV-0001-0038)

作者简介: 刘准(1993—), 男, 博士生, 研究领域为航空发动机转子动力学。

通信作者: 廖明夫(1960—), 教授, 博士, 研究领域为航空发动机结构动力学、风能工程。E-mail: mfliao@nwpu.edu.cn

引用格式: 刘准, 廖明夫, 邓旺群, 等. 带有挤压油膜阻尼器的转子系统动力学相似设计[J]. 航空动力学报, 2023, 38(3): 546-557. LIU Zhun, LIAO Mingfu, DENG Wangqun, et al. Dynamic similarity design of rotor system with squeeze film damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(3): 546-557.

动力学相似准则和相似性设计方法是航空发动机转子系统研制的支撑技术。在以往的航空发动机转子动力学设计中,一般遵循避开临界转速的裕度准则,即按照“避开共振”的原则进行设计。因此,转子的动力学相似准则主要考虑无阻尼转子系统的模态相似性,即振型和临界转速的相似性,而一般不考虑阻尼以及不平衡响应的相似关系。

近年来,随着对战机战术要求的提升和飞行任务的多样性,高性能航空发动机在工作期间,转子频繁越过若干阶临界转速,甚至运行在临界转速位置或其邻域,难以保证工作转速与临界转速之间的裕度要求。简言之,转子要能够“容忍共振”。在此情况下,阻尼器的设计至关重要。为此,文献[1]提出了转子系统“可容模态”设计方法,即转子系统能够“容忍共振”的设计方法,强调阻尼器设计是“可容模态”设计的核心要素之一。这就要求转子在进行相似设计的过程中不仅要求振型和临界转速的相似性,还要求阻尼的相似性,一般来说对于挤压油膜阻尼器(squeeze film damper, SFD)提供的阻尼占到转子系统总阻尼的60%以上[2],即挤压油膜阻尼器提供的阻尼是航空发动机阻尼的关键构成部分,因此,带有挤压油膜阻尼器转子系统的相似性设计准则和相似设计方法是将实验验证结果向真实发动机移植的基础[3]。

关于转子结构的动力学相似设计和带有挤压油膜阻尼器的转子系统动力学特性,国内外学者均作了大量的研究。袁文忠分析了相似理论在静力学模型实验中的应用,论述了小比例模型和大比例模型在相似后由于材料性能变化产生的相似误差,为保证误差相似模型和原型系统的尺寸差异不宜过大[4]。王永亮等以量纲分析法为基础建立了考虑陀螺效应的转子动力学相似准则,验证了转子在考虑陀螺力矩的情况下,同时缩放转子尺寸和临界转速,转子动力学上仍能保持相似[5]。罗忠等根据量纲分析理论建立了转子系统轴承支承刚度的相似关系,尽量选择符合相似参数的轴承设计了一个临界转速相似比为1:1的相似模型,并同原型进行了仿真和实验对比分析,总结了转子系统前4阶临界转速的误差情况,达到了低于9.45%的实验误差[6]。Harris等提出了转子振型置信度(MAC)作为转子振型相似度的评价函数,解决了前文所述相似研究中仅对比临界转速误差的问题[7]。Wu等研究了一个1/3缩比模

型在相似激振力下的振动情况,比较了两转子振动特性关于时间的相似性[8]。

上述的研究均集中在以转子结构几何相似为基础的 dynamics 特性相似上,主要包括临界转速、模态振型和应变能的相似性。然而,关于目前航空发动机上最常用的阻尼结构-挤压油膜阻尼器的相似性设计研究甚少,使得模拟转子实验研究结果向发动机转子系统推广应用时,依据不够充分,存在不确定性。

郭银朝、孟光等以带有挤压油膜阻尼器的 Jeffcott 转子为研究对象,研究了阻尼器的油膜减振机理、转子系统的不平衡响应特性以及挤压油膜阻尼器的非线性特性,推导出引入油膜力后会使得转子的幅频曲线展现出硬弹簧特性,该现象达到一定程度时就会出现双稳态响应[9-10]。刘方杰等针对挤压油膜阻尼器的失效问题进行了理论分析和实验研究,提出应当匹配设计油膜间隙和目标不平衡量,控制偏心比达到防止挤压油膜阻尼器失效的目的[11-12]。刘展翅研究了静偏心对挤压油膜阻尼器减振特性的影响,证明了挤压油膜阻尼器的工作特性与其偏心比相关,给出了挤压油膜阻尼器的线性工作区间。建立了挤压油膜阻尼器长轴承理论下和短轴承理论下不同油膜条件下的油膜力和阻尼模型,并对带挤压油膜阻尼器的实验转子进行了“可容模态”设计,并进行了转子“容忍共振”的实验验证[2,13]。上述的研究均未涉及带有挤压油膜阻尼器的转子系统动力学相似性设计内容,但明确了带有挤压油膜阻尼器的转子系统中的挤压油膜阻尼器相似设计应从转子系统和不平衡量的相似性入手,在考虑双稳态和硬弹簧特性的情况下结合油膜力模型进行分析推导。

为此,本文以转子动力学方程分析法为基础,从转子阻尼值的相似和挤压油膜阻尼器内部参数的相似两部分对带有挤压油膜阻尼器转子系统的相似性进行分析,提出挤压油膜阻尼器动力学相似准则和相似性设计方法,并通过仿真计算进行验证。

1 挤压油膜阻尼器模型和油膜力

当计算转子的不平衡响应时,需要考虑在不同振动位移下挤压油膜阻尼器提供的阻尼。对于挤压油膜阻尼器,主要考虑4种工况下的阻尼,分别为带有端封的全油膜工况和带有端封的半油膜工况,以及无端封的全油膜工况和无端封的半油

膜工况^[2]。

带挡油板或者 O 型圈等端封结构的挤压油膜阻尼器, 一般使用长轴承假设计算其油膜力。在使用该模型时, 视油膜轴向压力梯度为零, 当阻尼器中油膜完全形成时, 全油膜模型给出的稳态径向油膜力 F_r 和周向油膜力 (tangential force) F_t 如式(1)、式(2)所示^[4]。为区分挤压油膜阻尼器的尺寸参数和转子的尺寸参数, 挤压油膜阻尼器的尺寸参数统一用下标表示。

$$F_r = 0 \quad (1)$$

$$F_t = \frac{\mu L_c R_c^3}{C_r^2} \cdot \frac{24\pi\Omega\epsilon_c}{(2+\epsilon_c^2)(1-\epsilon_c^2)^{1/2}} \quad (2)$$

应用半油膜模型时, 稳态径向和周向油膜力分别如式(3)和式(4)所示

$$F_r = \frac{\mu L_c R_c^3}{C_r^2} \cdot \frac{24\Omega\epsilon_c^2}{(2+\epsilon_c^2)(1-\epsilon_c^2)} \quad (3)$$

$$F_t = \frac{\mu L_c R_c^3}{C_r^2} \cdot \frac{12\pi\Omega\epsilon_c}{(2+\epsilon_c^2)(1-\epsilon_c^2)^{1/2}} \quad (4)$$

对于不带端封结构的挤压油膜阻尼器, 一般根据短轴承假设来计算油膜力。在短轴承假设条件下, 稳态全油膜径向油膜力和周向油膜力如下:

$$F_r = 0 \quad (5)$$

$$F_t = \frac{\mu R_c L_c^3}{C_r^2} \cdot \frac{\pi\Omega\epsilon_c}{(1-\epsilon_c^2)^{3/2}} \quad (6)$$

而据半油膜模型, 稳态油膜力如式(7)和式(8)所示

$$F_r = \frac{\mu R_c L_c^3}{C_r^2} \cdot \frac{2\Omega\epsilon_c^2}{(1-\epsilon_c^2)^2} \quad (7)$$

$$F_t = \frac{\mu R_c L_c^3}{C_r^2} \cdot \frac{\pi\Omega\epsilon_c}{2(1-\epsilon_c^2)^{3/2}} \quad (8)$$

式(1)~式(8)中 μ 为滑油的黏度, 主要由滑油种类和温度等因素决定, Ω 为转子的稳态转速, L_c 为油膜长度, R_c 为油膜半径, C_r 为油膜间隙, ϵ_c 为在特定振动状态下的轴颈偏心比, $\epsilon_c = e/C_r$, e 为轴颈偏心距。

由式(1)~式(8)可知, 在挤压油膜阻尼器的几何结构确定后, 挤压油膜阻尼器的油膜力仅与转速和轴颈偏心比相关, 且与偏心比呈非线性关系。而轴颈偏心比由转子振动所决定。因此, 挤压油膜阻尼器的油膜力与转子振动呈非线性关系。

当挤压油膜阻尼器偏心比较小时, 油膜力基本随偏心比线性变化; 当偏心比达到一定值后, 随着偏心比的增大油膜力的非线性逐渐增强。当偏心比趋向 1 时, 挤压油膜阻尼器的切向油膜力和径向油膜力趋向无穷大。因此, 在分析挤压油膜阻尼器相似关系时, 需要考虑其非线性特性。

2 转子系统阻尼和挤压油膜阻尼器的相似关系

2.1 带有阻尼的转子系统相似关系

考虑阻尼时, 任一变截面转子的振动微分方程可以表示为^[1]

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI \frac{\partial^2 Z(x, t)}{\partial x^2} \right] + U(x) \ddot{Z}(x, t) + c(x) \dot{Z}(x, t) = \Omega^2 U(x) \epsilon(x) e^{i[\beta(x) + \Omega t]} \quad (9)$$

式中 E 为转子材料弹性模量, I 为截面矩, Z 为转子的径向位移, x 为微元段轴向位置, U 为转子的单位质量, c 为转子在微元段处的阻尼, Ω 为转子的稳态转速, ϵ 为转子的质量偏心距, β 为偏心距的相角, t 为时间变量。

假设系统 1 与系统 2 之间存在如表 1 所示的参数关系。

表 1 相似关系表

Table 1 Similarity relationship list

参数名称	参数符号		相似关系	参数间的关系
	系统 1	系统 2		
材料弹性模量	E'	E	$E' = \lambda_E E$	
材料密度	ρ'	ρ	$\rho' = \lambda_\rho \rho$	
径向尺寸	d'	d	$d' = \lambda_d d$	
振动幅值	Z'	Z	$Z' = \lambda_Z Z$	$\lambda_d = \lambda_Z$
偏心量	ϵ'	ϵ	$\epsilon' = \lambda_\epsilon \epsilon$	$\lambda_\epsilon = \lambda_d = \lambda_Z$
长度	l'	l	$l' = \lambda_l l$	
轴向位置	x'	x	$x' = \lambda_x x$	$\lambda_x = \lambda_l$
临界转速	ω'	ω	$\omega' = \lambda_\omega \omega$	
转子转速	Ω'	Ω	$\Omega' = \lambda_\Omega \Omega$	$\lambda_\Omega = \lambda_\omega$
时间	t'	t	$t' = \lambda_t t$	
质量	m'	m	$m' = \lambda_m m$	
单位长度质量	U'	U	$U' = \lambda_U U$	$\lambda_U = \lambda_m \lambda_x^{-1} = \lambda_\rho \lambda_d^2$
转动惯量	I'	I	$I' = \lambda_I I$	$\lambda_I = \lambda_d^4$

表 1 中带有角标的变量为系统 1 的参数, 无角标的变量为系统 2 的参数, λ 代表下标对应参数之间的相似比。

由于转子轴向尺寸和轴向位置的相似比是一

致的,故 $\lambda_x = \lambda_l$ 。另外,转子的转速需要与转子的临界转速成比例,故有 $\Omega'/\Omega = \lambda_\Omega = \omega'/\omega = \lambda_\omega$ 。转子单位长度内的质量相似关系为 $\lambda_U = \lambda_m \lambda_x^{-1} = \lambda_\rho \lambda_d^2$ 。此外,根据转子结构的几何相似关系,截面矩与径向尺寸之间的相似关系为 $\lambda_I = \lambda_d^4$ 。

对于几何相似的系统1和系统2,系统1的振动微分方程可以用系统2的参数来表示,即

$$\begin{aligned} & \frac{\lambda_E \lambda_I \lambda_Z}{\lambda_x^4} \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI \frac{\partial^2 Z(x,t)}{\partial x^2} \right] + \\ & \frac{\lambda_c \lambda_Z}{\lambda_l \lambda_l} c(x) \frac{\partial Z(x,t)}{\partial t} + \\ & \frac{\lambda_m \lambda_Z}{\lambda_l \lambda_l^2} U(x) \frac{\partial^2 Z(x,t)}{\partial t^2} = \\ & \frac{\lambda_\Omega^2 \lambda_m \lambda_d}{\lambda_l} \Omega^2 U(x) \varepsilon(x) e^{i[\beta(\lambda_l, x) + \lambda_\Omega \lambda_l \Omega t]} \end{aligned} \quad (10)$$

如果方程中的阻尼项 $c(x) = 0$,为使该微分方程仍然成立,则式(10)各转子参数项前的相似系数项应当相等,即

$$\frac{\lambda_E \lambda_I \lambda_Z}{\lambda_x^4} = \frac{\lambda_m \lambda_Z}{\lambda_l \lambda_l^2} = \frac{\lambda_\Omega^2 \lambda_m \lambda_d}{\lambda_l} \quad (11)$$

但对于有阻尼系统,即 $c(x) \neq 0$ 的情况下,转子的振动幅值与转子随时间的运行状态变化情况相关,此时,相似关系式需要同时满足式(10)的系数相等条件,以及转速和时间相似比条件,如式(12)所示。

$$\begin{cases} \frac{\lambda_c \lambda_Z}{\lambda_l \lambda_l} = \frac{\lambda_E \lambda_I \lambda_Z}{\lambda_x^4} = \frac{\lambda_m \lambda_Z}{\lambda_l \lambda_l^2} = \frac{\lambda_\Omega^2 \lambda_m \lambda_d}{\lambda_l} \\ \lambda_\Omega \lambda_l = 1 \end{cases} \quad (12)$$

将表1中的相似比关系以及前文所述的截面矩与径向尺寸的相似关系式代入式(12),并进行整理,可以得到转子的转速-时间相似关系,如式(13)所示。

$$1/\lambda_l = \lambda_\omega = \lambda_E^{1/2} \lambda_\rho^{-1/2} \lambda_d \lambda_l^{-2} \quad (13)$$

同样利用表1中相似比关系,利用式(12)第一行前两项,并代入式(13)可以推导出转子阻尼相似关系式,如式(14)所示。

$$\lambda_c = \lambda_E^{1/2} \lambda_\rho^{1/2} \lambda_d^3 \lambda_l^{-1} \quad (14)$$

由于系统1与系统2的转速和质量均不相同,对于一对相似系统而言,假设系统1在转速 Ω 达到振动幅值 A 时,对应的不平衡量为 U_b ;系统2在转速 Ω' 达到振动幅值 A' 时,不平衡量为 U'_b ,对应的相似比为 λ_{ub} 。根据上述推导可知,不平衡量与其他参数相似比之间的关系为

$$\lambda_{ub} = \lambda_m \lambda_E = \lambda_\rho \lambda_d^3 \lambda_l \quad (15)$$

可以推导得出不平衡力 f 其他参数相似比之间的关系 λ_f 为

$$\lambda_f = \lambda_d \lambda_m \lambda_\omega^2 = \lambda_d^5 \lambda_l^{-3} \lambda_E \quad (16)$$

2.2 挤压油膜阻尼器参数相似关系

文中第2.1节通过分析带有阻尼的转子系统的振动微分方程,得到了阻尼值与转子几何参数之间的相似关系。一般来说,发动机转子的阻尼主要由挤压油膜阻尼器产生。因此,在发动机设计中,需要将转子参数与阻尼值的相似关系映射到阻尼值与挤压油膜阻尼器的内部参数之间的相似关系上。

挤压油膜阻尼器提供的油膜阻尼随着轴颈偏心比的变化而变化,在长轴承假设下,根据式(1)~式(4),挤压油膜阻尼器的阻尼力可以整理成如下的形式:

$$F_c = N \frac{\mu \Omega L_c R_c^3}{C_r^2} E_c \quad (17)$$

在短轴承假设下,根据式(5)~式(8),挤压油膜阻尼器的阻尼力可表示为

$$F_c = N \frac{\mu \Omega L_c^3 R_c}{C_r^2} E_c \quad (18)$$

式中 N 为油膜力系数, E_c 为偏心比系数,表达式为 $E_c = \varepsilon/C_r$,两者均为无量纲量。

对于几何相似的系统1和系统2,系统1的挤压油膜阻尼器内部参数和油膜力之间的关系可以用系统2的参数关系来表示,如表2所示。

表2 挤压油膜阻尼器参数相似关系表

Table 2 Similarity relationship list of SFD parameters

参数名称	参数符号		相似关系
	系统1	系统2	
滑油黏度	μ'	μ	$\mu' = \lambda_\mu \mu$
油膜长度	L'_c	L_c	$L'_c = \lambda_{L_c} L_c$
油膜半径	R'_c	R_c	$R'_c = \lambda_{R_c} R_c$
油膜间隙	C'_r	C_r	$C'_r = \lambda_{C_r} C_r$

因此,长轴承假设下挤压油膜阻尼器的内部相似参数关系可以表示为

$$F'_c = \frac{\lambda_\mu \lambda_\Omega \lambda_{L_c} \lambda_{R_c}^3}{\lambda_{C_r}^2} N' \frac{\mu' \Omega' L'_c R'^3_c}{C'^2_r} E'_c \quad (19)$$

短轴承假设下挤压油膜阻尼器的内部相似参

数关系可以表示为

$$F'_c = \frac{\lambda_\mu \lambda_\Omega \lambda_{L_c}^3 \lambda_{R_c}}{\lambda_{C_t}^2} N' \frac{\mu' \Omega' L_c'^3 R_c'}{C_t'^2} E'_c \quad (20)$$

为保证式(19)、式(20)成立,首先要保证无量纲的油膜力系数 N 、偏心比系数 E_c 相等,即

$$\begin{cases} N' = N \\ E'_c = E_c \end{cases} \quad (21)$$

这要求系统 1 和系统 2 的挤压油膜阻尼器工作状态相同,即挤压油膜阻尼器的端封条件、油膜形成状态相同。

同时,转子的轴颈偏心比也须相同。满足该条件需要保证轴颈偏心量的相似比与油膜间隙的相似比保持一致,即

$$\lambda_{C_t} = \lambda_e = \lambda_d \quad (22)$$

由于转子系统中所有力参数的量纲是相同的,因此,油膜力相似比 λ_{fc} 应与不平衡力相似比 λ_f 相同。其中基于长轴承假设的相似比之间的关系如式(23)所示:

$$\lambda_f = \lambda_{fc} = \lambda_d^5 \lambda_l^{-3} \lambda_E = \lambda_\mu \lambda_\omega \lambda_{L_c}^3 \lambda_{R_c} \lambda_{C_t}^{-2} \quad (23)$$

短轴承假设下的相似比之间的关系如式(24)所示。

$$\lambda_f = \lambda_{fc} = \lambda_d^5 \lambda_l^{-3} \lambda_E = \lambda_\mu \lambda_\omega \lambda_{L_c}^3 \lambda_{R_c} \lambda_{C_t}^{-2} \quad (24)$$

进一步推导可得长轴承假设下挤压油膜阻尼器的油膜半径、油膜长度与其余转子参数相似比之间的关系式如式(25)所示。

$$\lambda_\mu \lambda_{L_c} \lambda_{R_c}^3 = \lambda_E^{1/2} \lambda_\rho^{1/2} \lambda_d^6 \lambda_l^{-1} \quad (25)$$

相应地短轴承假设下挤压油膜阻尼器的油膜半径、油膜长度与其余转子参数相似比应满足如下的关系:

$$\lambda_\mu \lambda_{L_c}^3 \lambda_{R_c} = \lambda_E^{1/2} \lambda_\rho^{1/2} \lambda_d^6 \lambda_l^{-1} \quad (26)$$

如果两个相似系统采用的滑油黏度相同,即滑油黏度相似比等于 1,则式(25)和式(26)分别退化为

$$\lambda_{L_c} \lambda_{R_c}^3 = \lambda_E^{1/2} \lambda_\rho^{1/2} \lambda_d^6 \lambda_l^{-1} \quad (27)$$

$$\lambda_{L_c}^3 \lambda_{R_c} = \lambda_E^{1/2} \lambda_\rho^{1/2} \lambda_d^6 \lambda_l^{-1} \quad (28)$$

由式(27)、式(28)可见,挤压油膜阻尼器的油膜长度和油膜半径构成了一个组合参数,该组合参数则可由转子的材料相似参数和几何相似参数共同确定。这是转子挤压油膜阻尼器动力学相

似设计的准则。

如果可按照转子系统的径向尺寸相似比设计挤压油膜阻尼器的油膜半径,即 $\lambda_{R_c} = \lambda_d$ 时,可以直接由式(29)、式(30)得到油膜长度的相似比。长轴承假设下挤压油膜阻尼器的油膜长度与其余参数相似比之间的关系为

$$\lambda_{L_c} = \lambda_E^{1/2} \lambda_\rho^{1/2} \lambda_d^3 \lambda_l^{-1} \quad (29)$$

相应地,短轴承假设下挤压油膜阻尼器的油膜长度与其余参数相似比之间的关系为

$$\lambda_{L_c}^3 = \lambda_E^{1/2} \lambda_\rho^{1/2} \lambda_d^5 \lambda_l^{-1} \quad (30)$$

3 挤压油膜阻尼器内部参数相似性设计

在发动机研制过程中,往往是首先利用实验模拟转子对发动机转子系统的动力学设计进行初步的验证和改进。在此基础上,再进行下一轮的设计和真实部件的验证。因此,动力学特性相似,包括挤压油膜阻尼器特性的相似非常重要。为说明挤压油膜阻尼器相似设计的流程和方法,不妨定义转子系统 1 为实验模拟转子,转子系统 2 为发动机转子。

3.1 挤压油膜阻尼器相似设计流程

根据相似理论,带有挤压油膜阻尼器的转子系统动力学相似设计主要分为 5 个步骤。①选取合适的相似参数,根据系统 2 的尺寸得到系统 1 的尺寸,以及在挤压油膜阻尼器处的轴颈半径和振动幅值相似比。②根据振动幅值相似比设计相似的挤压油膜阻尼器油膜间隙,由此,就保证了挤压油膜阻尼器工作时的轴颈偏心比相同。③根据阻尼器处轴颈尺寸确认挤压油膜阻尼器处轴承型号,根据轴承外环直径和结构形式确定油膜半径。④根据油膜半径和油膜间隙相似比,计算挤压油膜阻尼器的油膜长度相似比,确定油膜长度尺寸。⑤根据系统 1 的实验结果对设计进行优化,利用文中第 3 节建立的相似理论反推系统 2 的结构尺寸。

上述过程对于无畸变的转子相似设计来说,可以按照要求,一次计算出对应的阻尼器结构。对于带有畸变的转子结构,可以参照文献[15],利用遗传算法或粒子群算法等优化算法对转子的振型和不平衡响应进行迭代优化。

3.2 挤压油膜阻尼器的相似性设计

在上述的理论推导中,挤压油膜阻尼器相似

参数的取值范围相对较大,各个参数相对独立,理论上能够较好地实现转子系统1与转子系统2之间的相似。然而在实际发动机转子系统动力学相似的设计中,由于结构原因,系统1与系统2难以按照无畸变的条件设计得完全相似,此时,可以根据实验验证的目的对阻尼相似性进行折中处理。

一般情况下,要求满足系统1即模拟实验转子设计要求的挤压油膜阻尼器,用在与之相似的系统2即发动机转子上,应当具有更高的阻尼比,同时临界转速和对应振型应当满足相似性。为此,需要保证系统2的阻尼比 C 大于等于系统1的阻尼比,还要保证包括油膜刚度在内的支承刚度保持相似,即须满足如下条件:

$$\begin{cases} C' \leq C \\ K' + K'_{\text{SFD}} \approx \lambda_k (K + K_{\text{SFD}}) \end{cases} \quad (31)$$

对于工作在全油膜状态下的挤压油膜阻尼器而言,其油膜刚度为零。因此,仅需要满足条件

(式(31))中第一个条件即可。而对于工作在半油膜状态下的挤压油膜阻尼器,油膜会产生油膜刚度。但当挤压油膜阻尼器工作在线性区域时,油膜刚度最大一般仅占弹支刚度的5%。因此,即使不考虑油膜刚度也能够满足大多数工程应用要求。

如果在特定条件下需要验证系统1存在大油膜刚度的情况,即系统1的实验目的包括验证转子振动水平较高时挤压油膜阻尼器工作非线性区域的特性。此时,油膜刚度的影响较为显著,需要将系统1的弹支刚度与油膜刚度综合考虑,使系统1的弹支刚度和油膜刚度的总和与系统2的总刚度(弹支刚度和油膜刚度的总和)保持相似,即满足式(31)的2个条件。对于工作在线性区间的挤压油膜阻尼器,由于油膜刚度可能较大,调整弹支刚度会同时对临界转速和油膜刚度造成影响,因此,需要迭代计算系统1的弹支刚度及临界转速处的油膜刚度,迭代计算流程如图1所示。

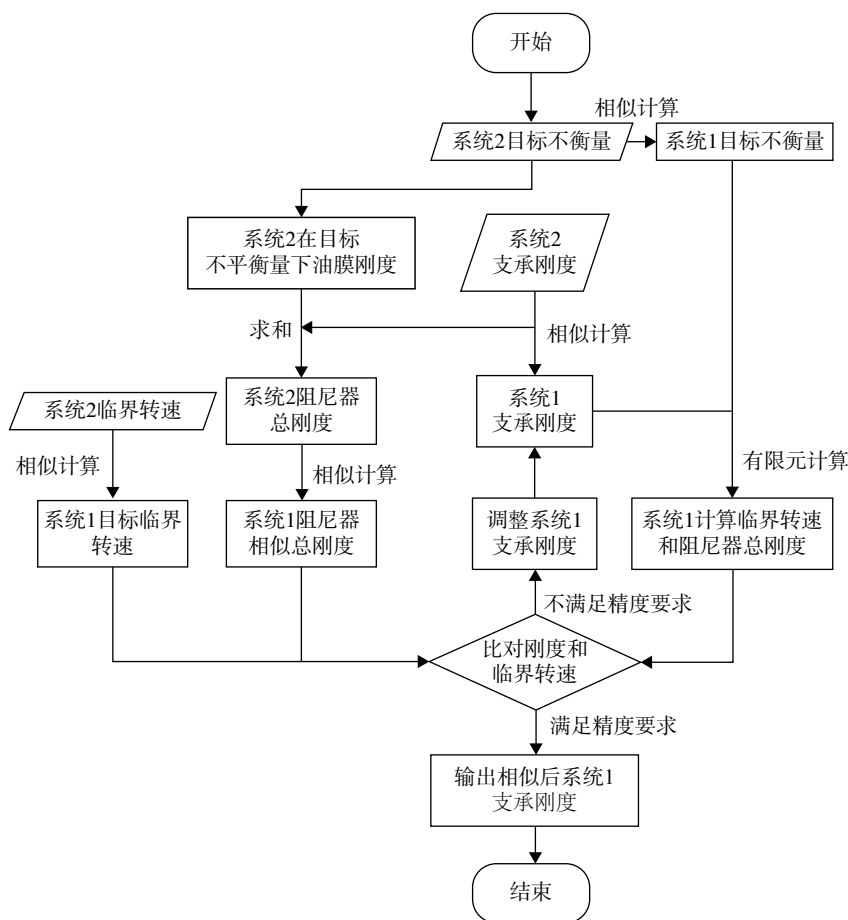


图1 迭代设计流程

Fig. 1 Iterative design process

3.3 实际应用中的考虑

在发动机中, $L_c/R_c < 0.5$, 大多数情况下, $L_c/R_c < 1/3$ 。对带有端封的挤压油膜阻尼器, 根据长轴承假设确定油膜阻尼, 即利用式(2), 或式(4)计算, 计算结果偏大。可应用文献[1]所介绍的有限长阻尼器模型进行修正。由于修正系数仅与偏心比有关, 故修正结果并不影响本文所提出的相似理论。

也可根据短轴承假设和全油膜模型进行相似性设计, 即式(6), 而利用半油膜模型式(8)进行验证。在系统 1 上满足要求的阻尼器, 在系统 2 上必会满足要求。这是由于发动机中阻尼器易于形成全油膜, 全油膜的阻尼较半油膜大一倍, 另外, 阻尼器均带有端封, 因此, 这样的设计和验证

方法偏于可靠和安全。

4 动力学相似性验证

4.1 转子模型及其相似参数

为验证本文提出的带挤压油膜阻尼器转子系统动力学相似性设计方法, 取图 2 所示的转子系统作为验证示例。如图 2 所示, 示例为一双盘简支转子, 双盘在轴上采用非对称布局, 两盘均为等厚圆盘, 但质量和转动惯量不相同。支承也为非对称布置, 前端的 3 号节点为带有鼠笼式挤压油膜阻尼器的弹性支承, 其支承刚度主要由鼠笼弹支刚度决定, 阻尼主要由挤压油膜阻尼器的参数决定, 转子后端的 13 号节点为一刚性支承, 其刚度和阻尼主要取决于轴承参数。

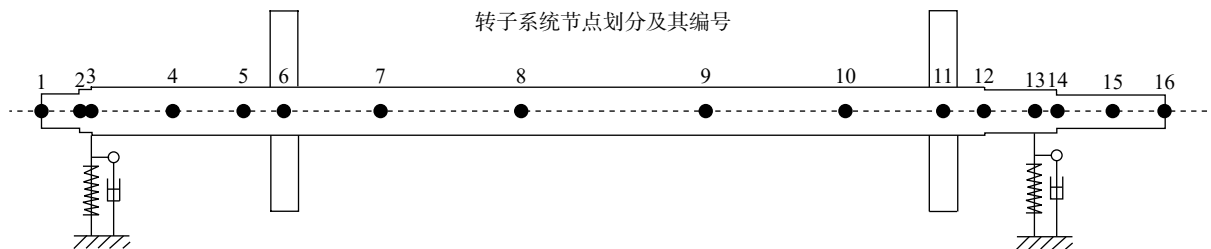


图 2 转子系统模型

Fig. 2 Model of rotor system

根据图 2 所示的转子模型节点划分, 利用有限元法建立转子系统的振动微分方程如下^[16-18]:

$$M\ddot{q} + (C - \Omega G)\dot{q} + Kq = Q \quad (32)$$

式中 M 为转子系统的质量矩阵, C 为转子系统的阻尼矩阵, G 为系统的陀螺力矩矩阵, K 为系统的刚度矩阵, Q 为系统的外力, 在本文的分析中, 系统的外力向量为转子的不平衡力向量, q 为系统的广义坐标向量, Ω 代表计算时刻转子的转速。

对上述微分方程进行求解可以得到转子的各阶模态。

利用文中第 2.2 节推导得出的相似关系, 将图 2 所示的转子系统定义为原型系统即系统 2, 建立其缩比的相似系统 1。系统 1 的长度和径向尺寸均为系统 2 的 0.8, 各部件材料保持不变。根据文中第 2 节中的关系式, 可得系统 1 的临界转速为系统 2 的 1.25 倍。采用短轴承假设下的挤压油膜阻尼器进行相似计算, 取径向尺寸相似比与转子相同, 为 0.8, 按照式(28)计算出挤压油膜阻尼器轴向长度相似比为 0.742 7。系统 1 和系

统 2 各个参数采用的相似比如表 3 所示。

根据上述相似参数, 设计系统 1 与系统 2 相似, 系统 1 和系统 2 的转子部分的主要参数如表 4 所示。

表 3 相似参数表

Table 3 Similarity parameters list

相似参数	相似比符号	相似比
弹性模量	λ_E	1
密度	λ_ρ	1
轴向尺寸	λ_l	0.8
径向尺寸	λ_d	0.8
偏心量	λ_e	0.8
转速	λ_ω	1.25
阻尼值	λ_c	0.64
不平衡质量	λ_{ub}	0.409 6
滑油黏度	λ_μ	1
油膜长度	λ_{L_c}	0.742 7
油膜半径	λ_{R_c}	0.8

表 4 转子系统主要参数		
Table 4 Main parameters of rotor system		
参数	系统 1	系统 2
主轴长度/m	0.644	0.805
支承跨距/m	0.540 8	0.676
主轴半径/m	0.026 4	0.033
盘 1 质量/kg	8.350 7	16.31
盘 2 质量/kg	9.702 4	18.95
盘 1 极转动惯量/(kg·m ²)	0.045 2	0.138
盘 2 极转动惯量/(kg·m ²)	0.060 9	0.186
1 号支承刚度/10 ⁹ (N/m)	0.8	1

相应地, 根据挤压油膜阻尼器相似关系计算得出的挤压油膜阻尼器相似参数如表 5 所示。

表 5 挤压油膜阻尼器主要参数		
Table 5 Main parameters of SFD		
参数	系统 1	系统 2
2 号支承刚度/10 ⁶ (N/m)	2.6	3.2
油膜长度/m	0.007 4	0.01
油膜半径/m	0.054	0.067 5
油膜间隙/m	0.000 128	0.000 16
油膜间隙比/‰	2.37	2.37

4.2 转子振型相似度验证

利用有限元法分别计算系统 1 与系统 2 的 1 阶振型及其临界转速。系统 1 的 1 阶模态振型如图 3 所示, 对应的临界转速为 4 212.4 r/min。系统 2 的 1 阶模态振型如图 4 所示, 对应的临界转速为 3 369.9 r/min。系统 1 与系统 2 的振型除初始相位不同外, 振型高度一致, 振型置信度为 1。计算得出的 1 阶模态临界转速相似比为 1.25, 与设定的相似比相同。

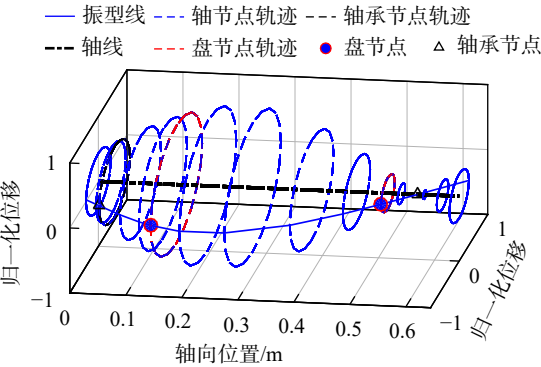


图 3 系统 1 模态振型
Fig. 3 Mode vibration shape of system 1

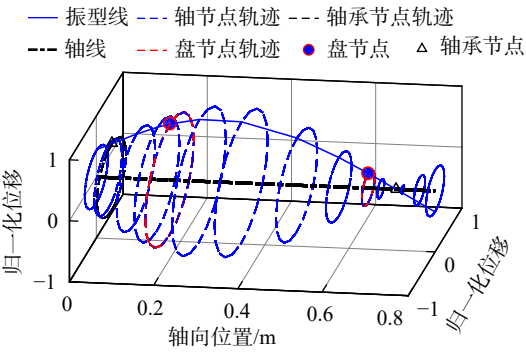


图 4 系统 2 模态振型
Fig. 4 Mode vibration shape of system 2

4.3 线性阻尼下转子不平衡响应验证

计算系统 1 和系统 2 在线性恒定阻尼作用下的不平衡响应。在系统 2 盘 1 处加上许用不平衡量 15 g·cm, 相应地, 根据相似比计算可知, 应在系统 1 的盘 1 处施加 6.144 g·cm 的不平衡量。在系统 2 所有轴承处施加 1 000 N·s/m 阻尼, 通过相似比计算可知, 系统 1 的相似阻尼值为 640 N·s/m 阻尼。

分别计算系统 1 和系统 2 的不平衡响应, 结果如图 5 和图 6 所示。系统 1 在 4 221 r/min 处达到响应峰值 70.94 μm, 系统 2 在 3 376 r/min 处达到响应峰值 88.58 μm。响应峰值对应的转速比为 1.25, 响应幅值即偏心量的相似比为 0.80。转子关键参数及其相似比情况如表 6 所示, 符合相似性设计结果。

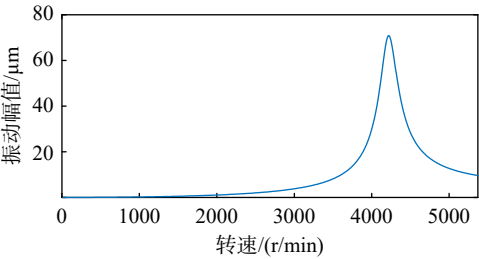


图 5 线性阻尼下系统 1 不平衡响应
Fig. 5 Unbalance response under linear damping of system 1

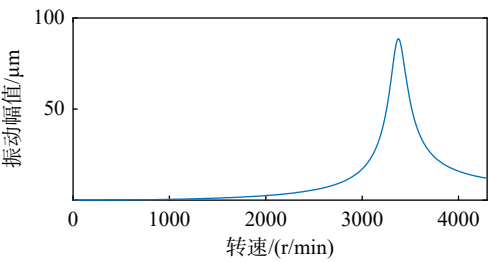


图 6 线性阻尼下系统 2 不平衡响应
Fig. 6 Unbalance response under linear damping of system 2

表 6 线性阻尼下的不平衡响应

Table 6 Unbalance response of the rotor with linear damping

参数	系统 1	系统 2	参数目标相似比	参数实际相似比
不平衡量/(g·cm)	6.144	15	0.410	0.410
线性阻尼值/(N·s/m)	640	1 000	0.64	0.64
响应峰值转速/(r/min)	4 221	3 376	1.25	1.25
响应峰值/ μm	70.94	88.58	0.80	0.80

4.4 挤压油膜阻尼器作用下转子不平衡响应验证

现计算系统 1 和系统 2 在挤压油膜阻尼器作用下的不平衡响应。在系统 1 的盘 1 处施加 2.048 g·cm 的不平衡量,按照相似比,在系统 2 的盘 1 处施加 5 g·cm 的不平衡量。取短轴承假设下的半油膜模型,计算挤压油膜阻尼器的刚度和阻尼。如图 7 所示,系统 1 在 4 238 r/min 处,响应达到峰值,峰值处挤压油膜阻尼器轴颈偏心比为 0.167 9,不平衡响应振动峰值为 21.49 μm 。图 8 则表示,系统 2 在 3 390 r/min 处,响应达到峰值,峰值处挤压油膜阻尼轴颈偏心比为 0.167 4,不平衡响应振动峰值为 26.78 μm 。响应峰值对应的转速比为 1.25,偏心比相似误差 0.299%,无量纲阻尼系数均约为 1.639,响应幅值相似比为 0.80。关键相似参数及其目标参数比与实际参数比之间的关系如表 7 所示。上述计算结果表明,文中第 3 节所建立的挤压油膜阻尼器相似性设计方法是有效的。

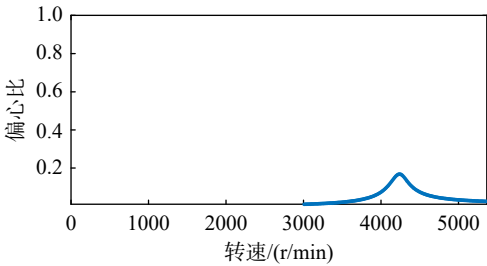


图 7 挤压油膜阻尼器线性状态下系统 1 偏心比

Fig. 7 Eccentricity ratio of system 1 under linear state of SFD

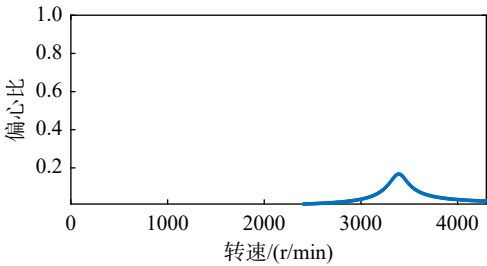


图 8 挤压油膜阻尼器线性状态系统 2 偏心比

Fig. 8 Eccentricity ratio of system 2 under linear state of SFD

表 7 挤压油膜阻尼器线性状态下的不平衡响应信息

Table 7 Unbalance response information under linear state of SFD

参数	系统 1	系统 2	参数目标相似比	参数实际相似比
不平衡量/(g·cm)	2.048	5	0.410	0.410
响应峰值转速/(r/min)	4 238	3 390	1.25	1.25
响应峰值/ μm	21.49	26.78	0.800	0.802
偏心比峰值	0.167 9	0.167 4	1.000	1.003
无量纲阻尼系数	1.639	1.639	1.00	1.00

4.5 挤压油膜阻尼器非线性阻尼下转子的双稳态响应验证

当转子的振动过大时,挤压油膜阻尼器的轴颈偏心比会相应增大,转子的振动响应会表现出强烈的非线性。转子的双稳态响应是挤压油膜阻尼器在非线性区间工作时的典型振动现象。在双稳态现象出现的转速范围内,转子的幅值和相位均有 3 个解,其中最大解和最小解为稳定解。当转子增速时,转子运行在最大解的轨道上,当转子减速时转子运行在最小解轨道上。分别计算当

挤压油膜阻尼器工作在非线性区域时系统 1 和系统 2 的双稳态响应。在系统 1 的盘 1 处施加 22.528 g·cm 的不平衡量,根据相似比,在系统 2 的盘 1 处施加 55 g·cm 的不平衡量,仍取短轴承假设下的半油膜模型,计算挤压油膜阻尼器的刚度和阻尼。系统 1 和系统 2 的偏心比随转速的变化如图 9 和图 10 所示。

双稳态下挤压油膜阻尼器的参数和转子响应参数对比如表 8 所示。表 8 分别列出了系统 1 和系统 2 进、出双稳态的转速范围,增速过程中进、

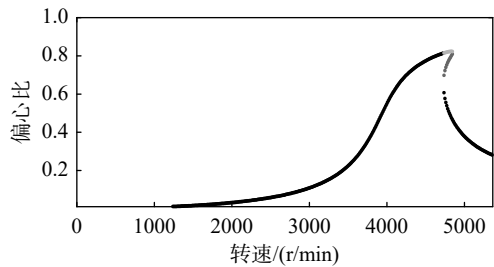


图 9 SFD 非线性状态系统 1 偏心率
Fig. 9 Eccentricity ratio under SFD nonlinear state of system 1

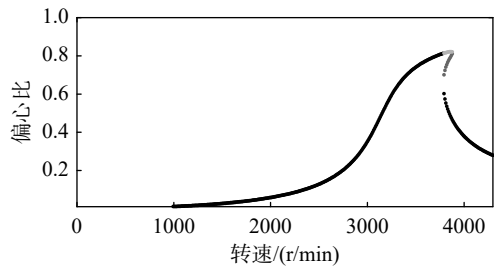


图 10 SFD 非线性状态系统 2 偏心率
Fig. 10 Eccentricity ratio under SFD nonlinear state of system 2

表 8 挤压油膜阻尼器双稳态信息
Table 8 SFD bi-stable information

参数	系统 1	系统 2	参数目标相似比	参数实际相似比
最低转速/(r/min)	4 736	3 791	1.25	1.249
最高转速/(r/min)	4 844	3 877	1.25	1.249
最低转速最大偏心率	0.815	0.814	1	1.001
最高转速最大偏心率	0.823	0.821	1	1.002
最低转速最小偏心率	0.467	0.465	1	1.004
最高转速最小偏心率	0.607	0.602	1	1.008
响应峰值	105.2 μm	131.2 μm	0.8	0.802

出双稳态的偏心率(即最大解序列),减速过程中进、出双稳态的偏心率(即最小解序列),以及最大轴颈位移。轴颈偏心率最大计算误差为 0.831%,共振转速相似比为 1.25,响应峰值相似比为 0.80。

计算结果证明了文中第 3 节所述的挤压油膜阻尼器相似理论能够保证挤压油膜阻尼器双稳态现象的相似性,系统 1 和系统 2 具有相似的双稳态转速范围,以及偏心率最大解和最小解。

4.6 全油膜相似与半油膜相似对比

本文中第 3.3 节中提出在实际应用中可以考虑令系统 2 工作在全油膜状态下,令系统 1 工作在半油膜状态下,从而保证在对应的相似转速下系统 1 的油膜阻尼始终小于系统 2 的油膜阻尼,提高设计和验证方法的可靠性和安全性。当挤压油膜阻尼器工作在全油膜状态下时,系统 2 在 15 g·cm 不平衡量激励下的不平衡响应如图 11 所示。相应地,系统 1 在相似的 6.144 g·cm 不平衡量下不平衡响应如图 12 所示。图 12 中橙色虚线代表全油膜状态下的不平衡响应,与图 11 中的状态相似。蓝色实线代表半油膜状态下的不平衡响应,可见半油膜状态下系统 1 的不平衡响应大于全油膜状态下的不平衡响应,即半油膜状态下阻尼器提供的阻尼低于全油膜状态下阻尼器提供的

阻尼。因此,可根据短轴承假设和全油膜模型进行相似性设计,而利用半油膜模型进行验证。此时,在系统 1 上满足要求的阻尼器,在系统 2 上必会满足要求。

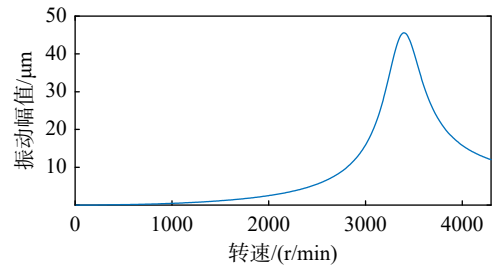


图 11 系统 2 全油膜不平衡响应
Fig. 11 Unbalance response under non-cavitated film of system 2

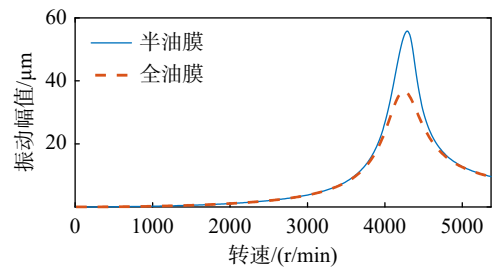


图 12 系统 1 全油膜与半油膜状态不平衡响应对比
Fig. 12 Unbalance response under non-cavitated and cavitated oil film of system 1

5 与现有挤压油膜阻尼器设计理论的对比

航空发动机设计手册^[19]给出了挤压油膜阻尼器油膜间隙比的推荐取值范围,即2‰~5‰。目前已较广泛地应用于航空发动机转子的设计中。但这一取值范围是否满足动力学相似的要求,尚未见证明。另外,取值范围偏大,往往不易掌握。关于油膜长度尚无清晰的设计规范。

现将本文建立的挤压油膜阻尼器动力学相似设计与目前的设计规范进行比较。

根据文中第3.3节所提出的挤压油膜阻尼器设计方法,由转子轴颈偏心比相同可直接得出挤压油膜阻尼器的油膜间隙。由式(25)和式(26)可知,挤压油膜阻尼器的油膜长度比和油膜半径比构成的组合参数由转子系统材料和几何相似比所决定。可按照转子结构几何相似比确定油膜半径。此时,利用式(27)或式(28)确定油膜长度比。验证示例的设计结果如表4所示,系统1的油膜半径为0.054 m,油膜长度为0.007 4 m,油膜间隙比为2.37‰。系统2的油膜半径为0.0675 m,油膜长度为0.01 m,油膜间隙比也为2.37‰。由此可见,按照本文提出的挤压油膜阻尼器动力学相似设计方法所设计的油膜间隙比落在目前设计规范所推荐的取值范围内。所设计的油膜长度在实际中也是可行的。需要注意的是,此处的油膜长度指的是净长度,不包括两端的密封槽。经过系统1验证后,在系统2中,可适当加长油膜长度,使得相似性设计更偏于安全。

根据挤压油膜阻尼器的周向力表达式,式(2)、式(4)、式(6)和式(8),可分别求得对应的阻尼系数如下:

长轴承假设全油膜模型的阻尼系数

$$C = \frac{\mu L_c}{\bar{C}_r^3} \cdot \frac{24\pi}{(2 + \varepsilon_c^2)(1 - \varepsilon_c^2)^{1/2}} \quad (33)$$

长轴承假设半油膜模型的阻尼系数

$$C = \frac{\mu L_c}{\bar{C}_r^3} \cdot \frac{12\pi}{(2 + \varepsilon_c^2)(1 - \varepsilon_c^2)^{1/2}} \quad (34)$$

短轴承假设全油膜模型的阻尼系数

$$C = \frac{\mu L_c^3}{\bar{C}_r^3 R_c^2} \cdot \frac{\pi}{(1 - \varepsilon_c^2)^{3/2}} \quad (35)$$

短轴承假设半油膜模型的阻尼系数

$$C = \frac{\mu L_c^3}{\bar{C}_r^3 R_c^2} \cdot \frac{\pi}{2(1 - \varepsilon_c^2)^{3/2}} \quad (36)$$

式中 $\bar{C}_r = C_r/R_c$ 为油膜间隙比。

由以上阻尼系数的表达式可见,油膜阻尼对油膜间隙比非常敏感。间隙越小,阻尼越大。但间隙过小,滑油难于进入油膜间隙,无法形成完整的油膜。因此,油膜间隙比的取值要考虑如下的因素:

1) 所取的最小间隙值应保证滑油能够进入间隙,形成完整的油膜。例如,航空发动机设计手册推荐的间隙比下限2‰主要就是考虑这一要求。

2) 能够满足动力学相似设计的要求,即在系统1验证有效的阻尼器参数,在与之动力学相似的系统2中也是有效的。本文提出的设计方法就可解决这一问题。

在阻尼系数的表达式(式(31)~式(34))中,均包含油膜间隙比的负三次方项,即 $\bar{C}_r^{-3}$ 。假设其他参数不变,当油膜间隙比从2‰增大到5‰时,挤压油膜阻尼器的阻尼会减小到原来的1/15。因此,利用本文建立的挤压油膜阻尼器相似性设计方法,进行预先设计是必要的。将此设计结果作为必要条件,在此基础上再进行优化。

6 结 论

本文从转子运动微分方程出发,提出了带阻尼转子系统动力学相似的条件。根据挤压油膜阻尼器油膜力与参数间的关系,推导出由阻尼器油膜半径比和油膜长度比构成的组合参数与转子材料参数和几何参数相似比的关系,建立了带挤压油膜阻尼器转子系统相似性设计方法,并进行了仿真计算验证,得出以下结论:

1) 对有阻尼的转子系统只有当阻尼和结构材料、几何都满足相似准则的情况下才能动力学相似。

2) 通过理论推导证明了,若要挤压油膜阻尼器在转子系统动力学相似前后提供相似的阻尼,挤压油膜阻尼器的油膜间隙需要符合转子结构的几何相似关系,而油膜半径和油膜长度仅需要两者构成的组合参数满足对应的转子几何相似关系。

3) 如果润滑条件(滑油和温度)相同,可由油膜半径相似比和油膜长度相似比构成挤压油膜阻尼器的组合相似参数。该组合参数可由转子系统的材料参数相似比和几何尺寸相似比共同确定。

若油膜半径由轴颈的几何相似确定时, 油膜长度就可唯一地由转子系统的材料参数相似比和几何尺寸相似比确定。按照该方法设计挤压油膜阻尼器可保证两个转子系统的阻尼相似。

4) 可根据短轴承假设和全油膜模型进行相似性设计, 而利用半油膜模型进行验证。在系统1上满足要求的阻尼器, 在系统2上必会满足要求。这样的设计和验证方法偏于可靠和安全。

5) 将本文建立的挤压油膜阻尼器相似设计方法与航空发动机设计手册中关于挤压油膜阻尼器油膜间隙比的设计准则进行了对比和分析。结果表明, 利用本文建立的挤压油膜阻尼器相似性设计方法, 可较准确地确定油膜间隙比, 保证阻尼器的动力学相似性。

参考文献:

- [1] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2015.
- [2] 刘展翅. 弹支挤压油膜阻尼器设计与特殊工况下阻尼器减振特性研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2016.
LIU Zhanchi. Study of the squeeze film dampers design and the vibration attenuating characteristics under special conditions[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2016. (in Chinese)
- [3] 牛继辉. “可容模态”下航空发动机转子动力学设计[D]. 西安: 西北工业大学, 2019.
NIU Jihui. The dynamics design of aero-engine rotor based on “workable modal” [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2019. (in Chinese)
- [4] 袁文忠. 相似理论与静力学模型实验[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 1998.
- [5] 王永亮, 孙立权, 崔颖, 等. 考虑陀螺效应的转子动力学相似准则[J]. 航空动力学报, 2015, 30(12): 2840-2847.
WANG Yongliang, SUN Liquan, CUI Ying, et al. Dynamics similarity criteria of rotor dynamic with gyroscopic effect[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(12): 2840-2847. (in Chinese)
- [6] 罗忠, 陈广凯, 李建章, 等. 考虑轴承刚度的转子系统动力学相似模型设计[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2015, 36(3): 402-405.
LUO Zhong, CHEN Guangkai, LI Jianzhang, et al. Design of dynamic similarity model of rotor system considering the bearing stiffness[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2015, 36(3): 402-405. (in Chinese)
- [7] HARRIS C M, CREDE C E, TRENT H M. Shock and vibration handbook[J]. Physics Today, 1962, 15(9): 65-65.
- [8] WU J J. Prediction of lateral vibration characteristics of a full-size rotor-bearing system by using those of its scale models[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2007, 43(10): 803-816.
- [9] 郭银朝, 孟光. 考虑油膜惯性力时Jeffcott转子-挤压油膜阻尼器系统的突加不平衡响应特性[J]. 机械强度, 1997, 19(3): 1-5.
GUO Yinchao, MENG Guang. Influence of fluid inertia forces on the sudden unbalance responses of jeffcott rotor-squeeze film damper system[J]. Journal of Mechanical Strength, 1997, 19(3): 1-5. (in Chinese)
- [10] 孟光. 非线性柔性转子-同心型挤压油膜阻尼器系统稳态及双稳态响应的稳定性分析[J]. 航空学报, 1990, 11(7): 333-340.
MENG Guang. Stability analysis on the steady state and bis-table responses of flexible rotor supported in squeeze film dampers[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1990, 11(7): 333-340. (in Chinese)
- [11] 刘方杰. 挤压油膜阻尼器失效分析方法[J]. 北京航空航天大学学报, 1998, 24(5): 533-537.
LIU Fangjie. Methods of analysis failure of squeeze film damper[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1998, 24(5): 533-537. (in Chinese)
- [12] 刘方杰, 陈照波. 挤压油膜阻尼器失效问题的实验研究[J]. 强度与环境, 1998(4): 17-23.
LIU Fangjie, CHEN Zhaobo. Experimental research of failure of squeeze film damper[J]. Structure & Environment Engineering, 1998(4): 17-23. (in Chinese)
- [13] 刘展翅, 廖明夫, 丛佩红, 等. 航空发动机转子挤压油膜阻尼器设计方法[J]. 航空动力学报, 2015, 30(11): 2762-2770.
LIU Zhanchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong, et al. Design method of squeeze film damper for aero-engine rotors[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11): 2762-2770. (in Chinese)
- [14] 刘展翅, 廖明夫, 丛佩红, 等. 静偏心对挤压油膜阻尼器减振特性影响实验研究[J]. 推进技术, 2016, 37(8): 1560-1568.
LIU Zhanchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong, et al. Experimental investigation for effects of static eccentricity on vibration attenuating characteristics of squeeze film damper[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(8): 1560-1568. (in Chinese)
- [15] LIU Z, LIAO M F. Scale model design of a turboshaft engine with mid turbine frame[R]. Brussels, Belgium: the 10th International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering (ICMAE), 2019.
- [16] NELSON H D, MCVAUGH J M. The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements[J]. Transactions of the American Society Mechanical Engineers Journal of Engineering for Industry, 1976, 98(2): 593-600.
- [17] YAMAMOTO T, ISHI D Y. Linear and nonlinear rotor dynamics: a modern treatment with applications, second edition[M]. Weinheim, Germany: Wiley-VCH Verlag GmbH and Company KGaA, 2012.
- [18] 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, 2000.
- [19] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册: 第19册 转子动力学级整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.

(编辑: 王碧琨)