

转子系统挤压油膜阻尼器设计与动力特性

贾胜锡¹, 郑龙席^{1,2}, 李胜远¹, 梅庆³

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;

3. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 鉴于挤压油膜阻尼器(SFD)设计必须要同时考虑转子系统的动力学特性,提出了一种转子系统与挤压油膜阻尼器耦合设计方法,给出了详细的设计流程。对所设计的阻尼器进行了 CFD 数值模拟、油膜压力测量以及减振效果实验,结果证明所提出的设计方法是有效的。相比未采用阻尼器,采用阻尼器后转子系统两个转盘的振幅分别下降了 46% 和 39%。通过实验还研究了不平衡量、支承刚度、供油压力和滑油温度对挤压油膜阻尼器减振效果的影响。结果表明,相比于不平衡量和支承刚度对减振效果的影响,供油压力和滑油温度的影响并不显著。进行挤压油膜阻尼器设计时,重点应该关注转子上的不平衡量大小和支承刚度。

关 键 词: 挤压油膜阻尼器; 阻尼器设计; CFD 模拟; 鼠笼式弹性支承; 转子动力学

中图分类号: V232.2

文献标志码: A

Design and dynamic characteristics of squeeze film damper for rotor system

JIA Shengxi¹, ZHENG Longxi^{1,2}, LI Shengyuan¹, MEI Qing³

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;

3. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

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

Abstract: Given that the dynamic characteristics of rotor system must be considered during design of squeeze film damper (SFD), a coupling design method of rotor system and SFD was proposed, and the detailed design process was shown. Computational fluid dynamics (CFD) simulation, oil film pressure measurement and vibration reduction experiment were carried out. The results showed that the proposed design method was effective. The amplitude of the two disks on the rotor system decreased by 46% and 39%, respectively, after using SFD. The effects of unbalance, support stiffness, oil supply pressure and oil temperature on the damping effect of SFD were also studied. The results show that the effect of oil supply pressure and oil temperature is not significant compared with that of unbalance and support stiffness. It is important to pay attention to the unbalance and support stiffness when designing SFD.

收稿日期: 2020-06-03

作者简介: 贾胜锡(1992—),男,博士生,研究方向为航空发动机转子动力学特性分析、设计与优化。

引用格式: 贾胜锡,郑龙席,李胜远,等. 转子系统挤压油膜阻尼器设计与动力特性[J]. 航空动力学报, 2020, 35(12): 2626-2634. JIA Shengxi, ZHENG Longxi, LI Shengyuan, et al. Design and dynamic characteristics of squeeze film damper for rotor system [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(12): 2626-2634.

Key words: squeeze film damper; damper design; computational fluid dynamics simulation; squirrel-cage elastic support; rotor dynamics

挤压油膜阻尼器(SFD)这一结构自 19 世纪 70 年代问世以来^[1-2],普遍应用于航空发动机转子系统用于振动控制。波音 707 客机采用的 Conway 发动机中,采用 SFD 成功地达到减振 60%的效果^[3]。罗罗公司 RB211 三转子发动机上多达五个支点都采用了 SFD^[4],足以可见 SFD 这一结构的重要性及其应用的普遍性。

文献[5]详细给出了基于雷诺方程的 SFD 力学特性和减振机理。Greenhill 和 Zeidan 等研究了带 SFD 的转子系统动力特性计算方法^[6-7]。祝长生等通过实验对比了同心型和非同心型 SFD 的减振效果^[8]。王文等实验研究了航空发动机高压转子前支点处带端封的 SFD 减振特性^[9]。近年来,一大批学者通过激振器实验台和基于 CFD 的数值模拟技术从实验和理论方面对 SFD 进行更加细致的研究^[10-16]。然而,研究 SFD 的主要目的是掌握其特性与规律,为这种结构的设计应用提供指导。当 SFD 应用于转子系统后,转子系统与油膜之间存在相互作用关系,即油膜提供的阻尼影响转子的响应特性从而影响偏心率,而偏心率又会影响到油膜所提供的阻尼,最终的转子特性和油膜特性是这种相互作用耦合的结果。因此,单纯研究阻尼器的特性不足以指导其设计,阻尼器设计必须考虑转子的动力学特性^[17]。在考虑转子本身结构特征及相关参数的情况下,刘展翅等给出了航空发动机转子 SFD 设计方法^[18],使得 SFD 的设计有了比较明确的流程和方法可供参考。

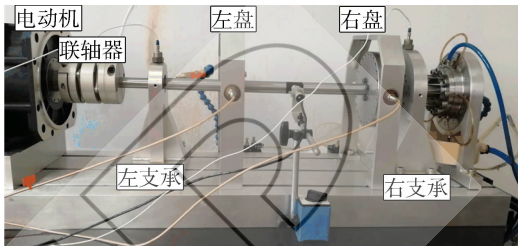
本文在文献[18]方法的框架下,进行了 SFD 设计与动力特性实验。细化了文献[18]中方法,体现在:详细探讨了偏心率、阻尼器长度、间隙和半径的选择范围;增加了考虑转子系统与油膜相互作用的瞬态特性计算方法。同时,本文通过实验研究了不平衡量、支承刚度、供油压力和滑油温度对 SFD 减振特性的影响,给出了非常具体的 SFD 设计指导性结论,为 SFD 设计提供更加详实的依据,对工程设计有很好的借鉴作用。

1 转子系统

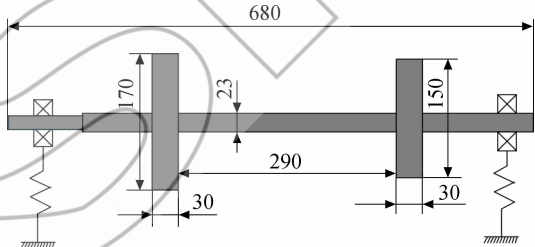
1.1 支承特性

图 1 所示为双盘柔性简支转子系统。以它为对象,为其设计用于振动控制的 SFD。左支承采

用 62635 型滚珠轴承与轴承座相连,因此将其作为刚性支承。右支承为鼠笼式弹性支承,鼠笼作为阻尼器内环,与外环形成油膜间隙,因此为典型的弹性支承与 SFD 并用的结构。



(a) 实物图



(b) 结构示意图(单位: mm)

图 1 转子系统
Fig. 1 Rotor system

转轴和两个轮盘的材料为调质高强度钢 40CrNiMoA,计算中采用的材料特性参数为:弹性模量 $E=2.09\times10^{11}$ Pa,泊松比为 0.3,密度为 7870 kg/m^3 。

文献[19]中给出转子系统优化设计的基本步骤:调整弹性支承的刚度,使得临界转速与工作转速满足设计要求;调整阻尼,使得转子系统的响应满足设计要求。转子系统设计的工作转速为 4500 r/min,设置右支承的刚度为 $1.2\times10^6\text{ N/m}$,借助 SAMCEF 模态计算得到其一阶临界转速为 3100 r/min,满足临界转速与工作转速避开 20%裕度的常用规范。

以 $1.2\times10^6\text{ N/m}$ 为刚度设计的目标,根据文献[20]中的刚度计算方法设计了鼠笼式弹性支承,并进行了刚度测量实验。实验装置如图 2 所示。

将鼠笼式弹性支承一端固定于支架上,另一端悬空并在此端悬挂重物。在弹支的最远端固定位移传感器,测量重物作用下的变形量。实验中

用三种不同质量的重物作为载荷分别加载于弹性支承的一端,并测量了两个方向的位移,通过载荷与位移之比算得弹性支承的刚度。实验结果见表 1。对计算后的刚度取平均值为 1.157×10^6 N/m。与目标刚度 1.2×10^6 N/m 之间的误差为 3.6%,满足设计要求。

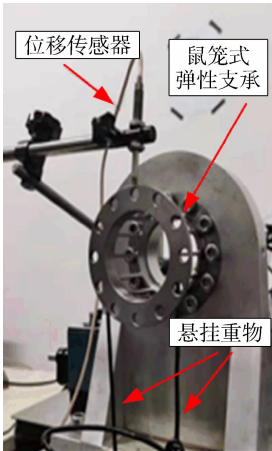


图 2 鼠笼式弹性支承刚度测量

Fig. 2 Stiffness measurement of squirrel-cage elastic support

表 1 刚度测量结果

Table 1 Stiffness measurement result

测量方向	载荷/N	位移/mm	刚度/ 10^6 (N/m)
0°方向	38	0.032	1.187
	49	0.041	1.195
	87	0.076	1.145
60°方向	38	0.033	1.149
	49	0.043	1.139
	87	0.077	1.129

1.2 动力特性

计算转子系统的响应特性需要设定不平衡量载荷和初始阻尼。旋转机械平衡品质的定义为^[21]

$$G = \frac{U}{M} \times \Omega$$

(1)

其中 G 为平衡品质,单位为 mm/s, U 为不平衡质量矩, M 为转子质量, Ω 为转子旋转的角速度。

国家标准规定航空发动机、燃气轮机、增压器等机械的平衡品质需要达到 $G=2.5$ ^[22]。选择该值作为评估转子系统许用不平衡量的标准,根据式(1)计算出转子系统上的最大不平衡量为 $78 \text{ g} \cdot \text{mm}$,以此作为响应计算中施加的不平衡量。

转子系统的阻尼来源于结构阻尼、材料阻尼和空气阻尼。左支承采用滚珠轴承附带油雾润滑,阻尼不会太大,因此阻尼设置为 $40 \text{ N}/(\text{m}/\text{s})$ 。右支承阻尼主要由 SFD 提供。实验中,将 SFD 未供油状态作为初始不加 SFD 状态,但间隙中依然残留有滑油,因此右支承阻尼初始阻尼应大于左支承,设置为 $200 \text{ N}/(\text{m}/\text{s})$ 。

在以上不平衡量和阻尼设定值下,计算了转子系统的瞬态响应,图 3 给出了两个盘 10 s 加速到 $4000 \text{ r}/\text{min}$ 水平方向的瞬态响应。转子系统的临界转速为 $3100 \text{ r}/\text{min}$,达到此转速时,左盘和右盘的振幅分别为 0.26 mm 和 0.3 mm 。

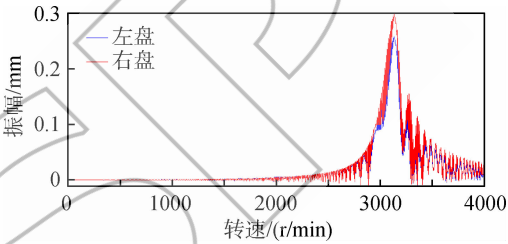


图 3 未采用 SFD 时瞬态响应计算结果

Fig. 3 Transient response calculation result without SFD

图 4 给出了瞬态响应的测量结果。实验测量中,设置电动机在 12 s 内加速到 $4800 \text{ r}/\text{min}$ (与理论计算时加速度一致)。图 4 中的散点为实验中实测的位移时域峰值数据,曲线是在 Matlab 中采用多项式拟合方法根据测量的散点数据拟合而成。后文图中的散点与曲线也是如此,不再赘述。从图 4 可以看出,转子系统在 $3180 \text{ r}/\text{min}$ 达到临界转速,而理论计算结果为 $3100 \text{ r}/\text{min}$,误差为 2.5%。达到临界转速时,两个转盘的响应分别为 0.28 mm 和 0.31 mm ,这与图 3 中理论计算结果相符。

根据计算和测量的响应曲线,采用半功率法计算了转子系统的 1 阶阻尼系数,计算结果如表

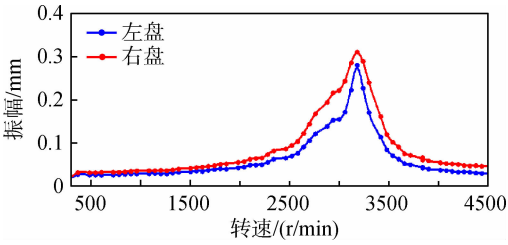


图 4 未采用 SFD 时瞬态响应实验结果

Fig. 4 Transient response experiment result without SFD

2 所示。通过两个盘振幅响应、阻尼系数的计算值和实验值的对比可知,转子系统动力特性计算时,不平衡量和初始阻尼的设置是合理的。

表 2 阻尼系数计算结果与实验结果
Table 2 Calculation and experiment result of damping coefficient

参数	左盘	右盘	平均
阻尼系数计算值	0.02	0.02	0.02
阻尼系数实验值	0.018	0.047	0.032

2 SFD 设计与减振实验

2.1 SFD 设计方法

在文献[18]方法的框架下,提出了更加细致的转子系统与 SFD 耦合设计方法,如图 5 所示。图中 ϵ_i 为偏心率, E_π 为偏心率迭代误差。

按照图 5 中的方法,下面详细给出 SFD 的设

计步骤。

步骤 1 确定阻尼设计初值

该步骤需要确定所设计的 SFD 工作时提供多大的阻尼。阻尼值越大,减振效果越好。但是阻尼值的大小取决于 SFD 的尺寸,阻尼值不宜设置过大,否则设计无法满足。通过响应计算,该转子系统右端作用 2000 N/(m/s)的阻尼时,转子系统的响应可降低到初始响应的一半。因此,以 2000 N/(m/s)作为阻尼设计初值。

步骤 2 确定阻尼器半径

因为该转子系统右端为鼠笼式弹性支承与 SFD 并用的结构,即鼠笼作为阻尼器的内环。因此,SFD 的半径主要取决于鼠笼的尺寸。SFD 的半径应该等于鼠笼的最大安装半径与安装边厚度之和,据此,阻尼器的半径设计为 50 mm。

步骤 3 确定阻尼器间隙

SFD 的间隙大小严重影响其工作时提供的阻尼大小。间隙越小,油的挤压作用越明显,阻尼效果越好。但是间隙太小,可能出现供油不均匀的现象,导致阻尼器无法形成全油膜条件,反而会影响阻尼器的减振效果。再者,如果间隙太小,安装和加工制造产生的初始偏心作用就会加剧,也会削弱减振效果^[23-24]。根据工程统计经验,间隙与半径之比为 1‰~5‰左右时,阻尼器可以取得较好的减振效果^[3]。据此,将阻尼器的间隙设计为 0.13 mm,此时间隙与半径之比为 2.6‰。

步骤 4 确定偏心率初值

偏心率是指轴颈的振幅与阻尼器间隙之比,是衡量 SFD 受压程度的参数。阻尼力与偏心率之间是非线性关系。但是,一般认为偏心率小于 0.4 的范围内,阻尼力与偏心率之间接近线性关系^[3]。阻尼器工作在线性范围内,其工作特性较好。否则,偏心率太大,超过线性范围,不会起到振动控制的效果,甚至可能会威胁转子系统的稳定性^[25]。因此,阻尼器偏心率的设计值不应超过 0.4。考虑到预留一定的裕度,将偏心率的初值设计为 0.3。

步骤 5 确定阻尼器长度

基于雷诺方程的短轴承全油膜公式给出了 SFD 阻尼系数的计算公式^[5]

$$C_t = \frac{uRL^3}{C^3} \times \frac{\pi}{(1-\epsilon^2)^{1.5}}$$

(2)

式中 C_t 为周向阻尼系数, u 为滑油黏度, R 为阻尼半径, L 为阻尼长度, C 为阻尼间隙, ϵ 为偏心率。

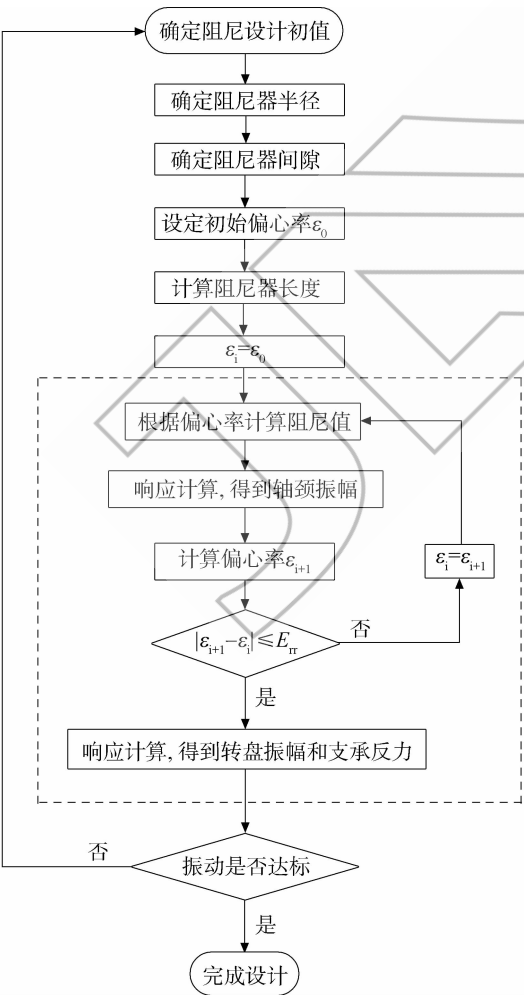


图 5 SFD 设计方法
Fig. 5 SFD design method

基于雷诺方程的短轴承全油膜公式在建模时,忽略了油膜的惯性力以及可能产生的气穴现象^[3]。当偏心率不超过 0.4 时,可认为全油膜条件下不产生气穴。文献[26]指出,忽略惯性力后,传统公式可以较好地预测油膜特性。因此,在阻尼器设计阶段可以采用式(2)来计算油膜阻尼。

根据式(2),将阻尼设计初值、阻尼半径、间隙、偏心率代入,求得阻尼器长度为 10 mm。

值得一提的是,本文中先确定阻尼器的半径,后根据公式计算阻尼器长度。这是因为,本文的阻尼器尺寸主要受限于鼠笼的径向尺寸。如果阻尼器的主要受限尺寸为轴向,则应先确定阻尼器长度,即将步骤 2 和步骤 5 调换。

步骤 6 进行基于偏心率迭代的转子系统瞬态响应计算

截止第 5 步,已经确定了 SFD 的初始设计,但该设计在偏心率为 0.3 的情况下才能成立。实际的偏心率取决于转子系统与 SFD 共同作用的结果。这种共同作用不仅取决阻尼器的尺寸,更取决于转子系统本身。因此,研究 SFD 必须考虑转子系统。图 5 中虚线框内为基于偏心率迭代的转子系统瞬态响应计算方法。具体是,将第 1 步的阻尼值和第 4 步的偏心率作为初值,通过瞬态响应计算得到转盘和轴径的振幅,根据轴径的振幅重新计算偏心率,核实该偏心率与初始偏心率之间的误差;如果不满足误差要求,则按照最新计算的偏心率再次计算阻尼值,直到迭代满足误差要求。

通过该步骤的迭代计算,SFD 工作时其偏心率为 0.27,提供 2 163 N/(m/s)的阻尼。

步骤 7 核算阻尼器作用下转子系统的响应,确定是否满足设计要求

将偏心率为 0.27,提供 2 163 N/(m/s)的阻尼作为设计值,计算转子系统的响应,如图 6 所示。对比图 4 可知,阻尼器作用后两个转盘的振幅都小于 0.15 mm,相较于之前有大幅降低。

如果设计结果不满足要求,则返回至第一步,

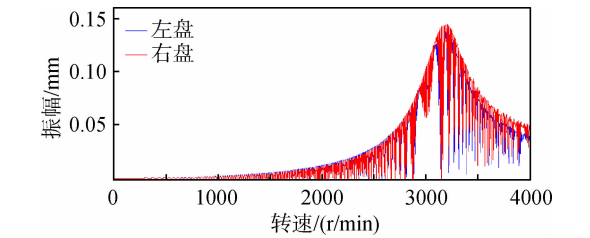
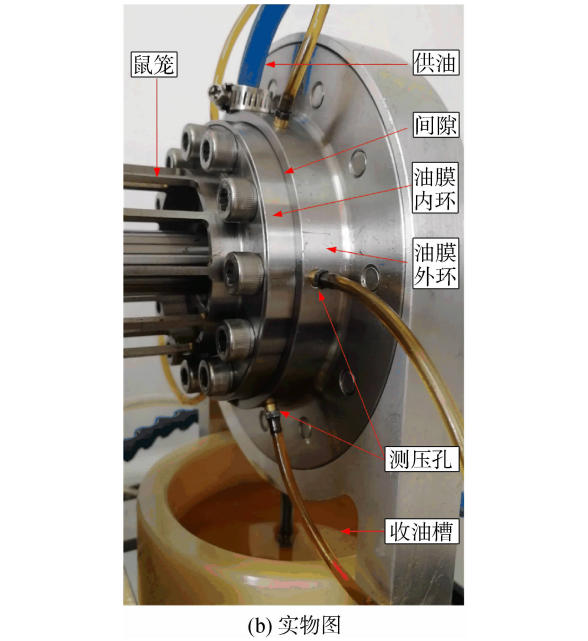
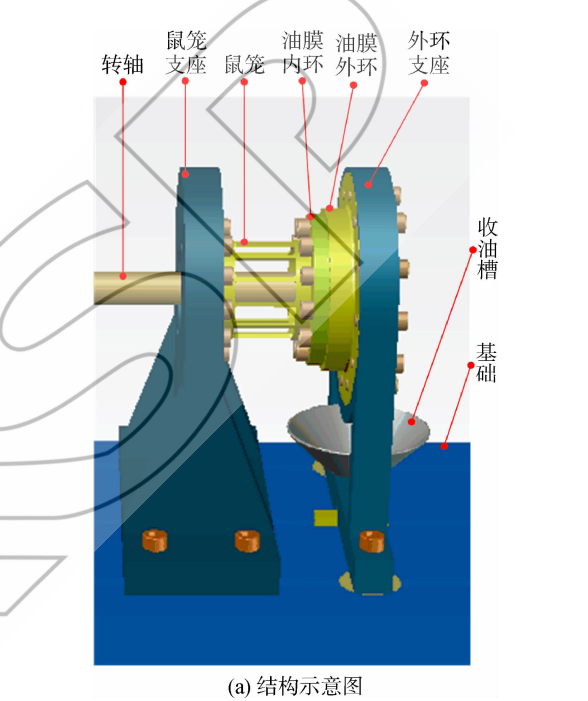


图 6 采用 SFD 后瞬态响应计算结果
Fig. 6 Transient response calculation result with SFD

根据响应计算结果重新调整阻尼设计初值。

2.2 SFD 减振实验

根据文中第 2.1 节,设计了如图 7 所示的 SFD。它是由鼠笼式弹性支承、鼠笼支座、油膜内环、油膜外环、外环支座和收油槽组成。其中,鼠笼式弹性支承右端通过法兰边与油膜内环相连,左端通过法兰边与鼠笼支座相连,油膜外环通过法兰边与外环支座相连。轴承放置于油膜内环中,通过轴肩与端盖进行轴向定位。油膜内环与油膜外环形成油膜间隙,从油膜外环的顶部进行供油。



(a) 结构示意图
(b) 实物图
图 7 SFD 结构
Fig. 7 SFD structure

按照偏心率为 0.27 建立油膜环的 CFD 数值模型,对其内部流动情况进行数值模拟。

文献[27]指出,对于 SFD 来说,雷诺数大于 1 时,应当考虑油膜惯性力的影响。SFD 的雷诺数计算公式为

$$Re_s = \frac{\rho \Omega C^2}{u}$$

(3)

式中 ρ 为滑油的密度, Ω 为油膜内环的进动角速度。

SFD 采用的滑油为长城牌 4109 合成航空润滑油,室温下其密度为 850 kg/m^3 ,滑油动力黏度为 $0.027\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。油膜内环进动频率设置为临界转速附近 50 Hz ,进动角速度为 314 rad/s ,油膜半径间隙为 0.13 mm (考虑其工作时间隙的变化,按照 $0.06\sim 0.2\text{ mm}$ 计算),根据式(3)得出 SFD 的最大雷诺数为 0.3956,小于临界雷诺数 1,因此可认为流体运动为层流,油膜中黏性力占主导作用,流体惯性可以忽略。这也证明了采用式(2)计算 SFD 阻尼的合理性。

在层流状态下,进行了网格无关性验证和时间步长无关性验证,最终选择 25 万的网格和 $(1/400)T$ 的时间步长(T 表示周期,一个 T 代表油膜转动一圈),计算了油膜环一个周期内的流动状态,如图 8 所示。

从图 8 中可以看出,四个时刻的最低压力为 $-2.21\times 10^4\text{ Pa}$ (表压)。研究表明考虑空气气穴时,饱和压力为 $-4\times 10^4\text{ Pa}$ 比较接近真实情况^[12]。当压力低于该值时,油膜液滴空化形成气

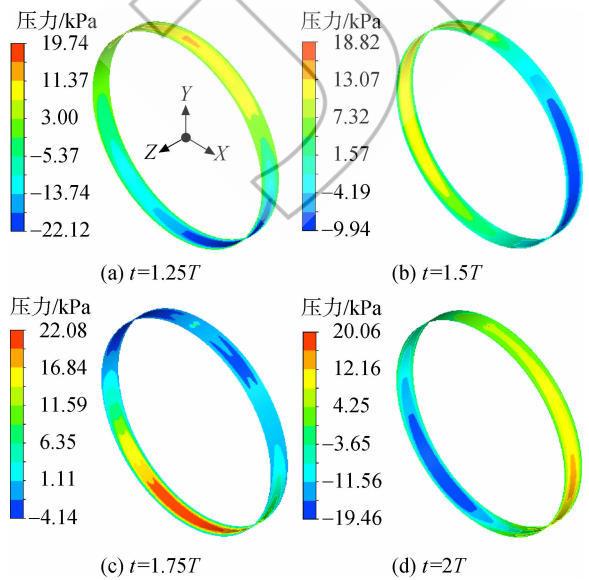


图 8 油膜一个周期内流动状态 CFD 模拟
Fig.8 CFD simulation result of the oil film in one cycle

穴。而该油膜在一个周期的最低压力远大于饱和压力,可见油膜中没有产生气穴。

通过引压管和压力传感器测量了 3000 r/min 时油膜的壓力。图 9 给出了周向 90° 方向(以进油孔的方向为 0°)的油膜压力测量结果。从图 9 可以看出,油压的变化周期为 0.02 s ,其频率对应 3000 r/min 。油压的最大值为 0.02 MPa 左右,与图 8 中的数值模型结果一致。

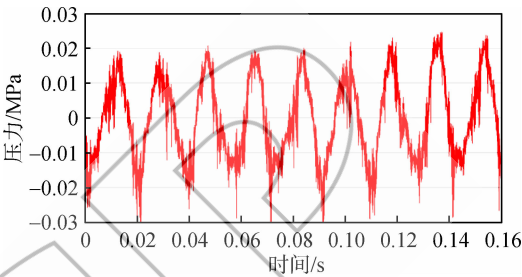


图 9 油压测量结果
Fig.9 Oil film pressure measurement
在 SFD 工作状态进行了转子系统动力特性实验,测量两个转盘的瞬态响应,结果如图 10 所示。SFD 工作在室温状态,供油压力为 0.02 MPa 。

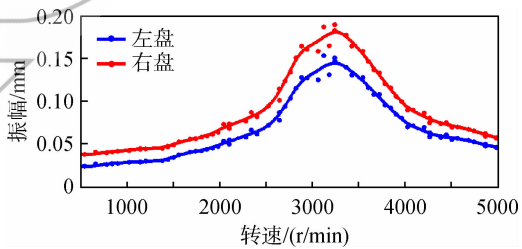


图 10 采用 SFD 后瞬态响应实验结果
Fig.10 Transient response experiment result with SFD

图 10 表明,转子系统在临界转速时,两个转盘的振幅分别为 0.15 mm 和 0.19 mm ,相比于未采用阻尼时的振幅 0.28 mm 和 0.31 mm ,采用阻尼器后两个转盘的振幅分别下降了 46% 和 39% 。根据图 10 的响应计算出转子系统的阻尼系数为 0.14,可见 SFD 在转子越过临界转速时提供了较大的阻尼,使转子系统的振幅响应降低。该结果证明文中第 2.1 节中的设计方法是有效的。

需要讨论的是,本文中的转子系统并没有明确的应用场景,因此对其振幅大小没有严格的要求。在设计 SFD 时,将初始阻尼设置为 $2000\text{ N/(m}\cdot\text{s)}$,是因为在阻尼大小下转子系统的响应可以降低 $1/2$ 。如果是进行 SFD 的正向设计,则应该根据所要求的减振指标选定初始阻尼的大小,再按照

文中第 2.1 节中的方法确定其余 SFD 参数。

3 工作参数的影响

本节在原有 SFD 的基础上,改变转子系统上的不平衡量、支承刚度、供油压力和滑油温度,通过实验研究这些参数对减振效果的影响。

3.1 不平衡量的影响

通过给转盘上添加螺钉改变转子系统的平衡状态,研究不平衡量对 SFD 减振效果的影响。共研究了三组不同状态,其中第一组采用文献[28]中的方法对转子系统进行了平衡,后两组则增大了转子系统的不平衡量。图 11 给出了三组不同状态下 SFD 不工作时的左盘响应,图 12 给出了三组不同状态下 SFD 工作后的左盘响应。为了对比,还给出了初始不平衡状态的响应,即转子系统未添加任何螺钉的初始状态。

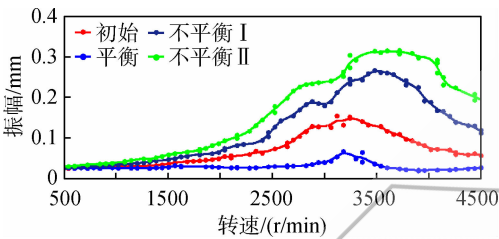


图 11 未采用 SFD 时各不平衡状态下左盘的响应
Fig. 11 Response of left disk in different unbalance conditions without SFD

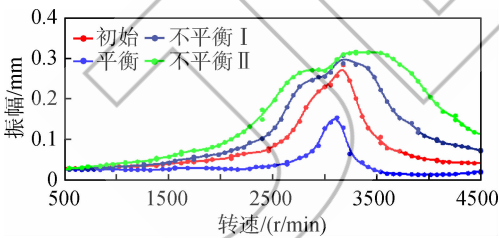


图 12 采用 SFD 后各不平衡状态下左盘的响应
Fig. 12 Response of left disk in different unbalance conditions with SFD

对比图 11 和图 12 可以看出,对转子系统进行平衡后,不采用 SFD 时,转子系统的响应本身就比较小,左盘响应为 0.14 mm;采用 SFD 后,其减振效果更好,可以将左盘的振幅响应降低到 0.05 mm,下降了 64%。增大转子系统的不平衡量,SFD 的减振效果会削弱。对于“不平衡 I”状态,采用阻尼器后,左盘的振幅从 0.3 mm 降低到 0.26 mm,仅下降了 13%。而对于“不平衡 II”状态,转子系统上的不平衡量太大时,SFD 已经不起作用,转

子的振幅几乎没有变化,实验中测量了该状态下轴颈处的振幅,阻尼器的偏心率已达到 0.7。

由此可见,转子系统上的不平衡量与 SFD 必须匹配,否则不平衡量太大导致偏心率太大,阻尼器起不到减振效果。工程实际中,对设计出的 SFD 应该进行考虑 SFD 与转子系统耦合作用的动力特性计算或实验,测量偏心率,确保偏心率不会太大(最好不超过 0.4),以此才能保证 SFD 具有良好的减振效果。如果偏心率太大,则应重新设计阻尼更大的 SFD,如果还不能满足要求,则应该对转子系统进行动平衡。

3.2 支承刚度的影响

对于弹性支承与 SFD 并用的结构,阻尼器的减振效果很大程度上取决于支承的刚度。图 13 给出了右支承刚度为 2.3×10^6 N/m 时转子系统的响应。由于支承刚度的增大,转子系统的临界转速提高至 3350 r/min,达到临界转速时左盘和右盘的响应为 0.24 mm 和 0.26 mm。相比于图 10 可知,支承刚度越小,SFD 的减振效果越好。

参考文献[19]中优化设计的流程可知,在转子系统临界转速的分布和支承强度满足要求的前提下,支承刚度越小,阻尼器的减振效果越好。

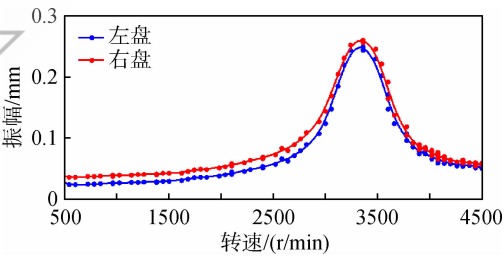


图 13 右支承刚度为 2.3×10^6 N/m 时转子系统的响应
Fig. 13 Transient response experiment result when the right support stiffness is 2.3×10^6 N/m

3.3 供油压力的影响

供油压力的大小影响油膜环内的油膜状态,油压越大,越容易形成全油膜条件。通过调节油泵改变供油压力,图 14 给出了四种供油压力下左盘的响应。

从图中可以看出,当供油压力(p)从 0.02 MPa 增加到 0.05 MPa 和 0.08 MPa 时,左盘的响应几乎没有变化。这是因为,当供油压力达到 0.02 MPa 时,油膜环内已经形成了全油膜状态,再增加压力并不改变油膜状态,因此不会影响 SFD 的阻尼效果。而当供油压力下降至 0.01 MPa 时,左盘的响应增大了,这说明供油压力的降低影

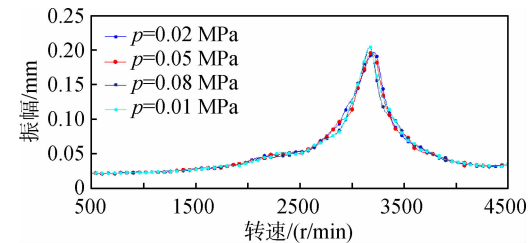


图 14 供油压力对左盘响应的影响

Fig. 14 Effect of oil supply pressure on left disk response

响了全油膜条件,削弱了阻尼效果。

3.4 滑油温度的影响

温度(t)会影响油的黏度,从而影响阻尼效果。一般而言,油温越高,黏性越小,阻尼效果越差。通过对滑油加温研究了 20、40、60℃和 80℃四种温度下阻尼器的减振效果,其结果如图 15 所示。从图 15 中可以看出,40℃下的减振效果最好,这与传统认识并不相符。产生这一现象可能的原因是,实际的 SFD 都有供油孔,油温较低时油的黏性较大,由于供油孔很小,油通过供油孔的流动过程会受影响,从而影响全油膜条件的形成。而当温度提高到 60℃和 80℃后,转子系统的振幅相应地增大,这说明温度的升高导致黏性降低,影响了阻尼效果。

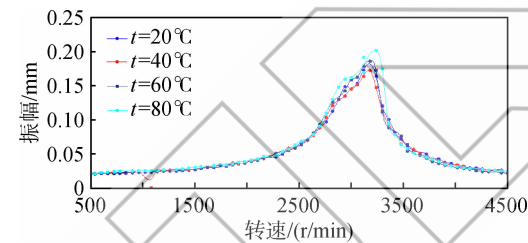


图 15 滑油温度对左盘响应的影响

Fig. 15 Effect of oil temperature on left disk response

通过以上对不平衡量、支承刚度、油压和油温实验对比分析,可以看出,相比不平衡量和支承刚度对阻尼效果的影响,供油压力和滑油温度虽然也有影响,但这种影响并不显著。因此,进行 SFD 设计时,重点应该关注转子上的不平衡量大小和支承刚度。限于篇幅,仅给出了左盘响应,右盘响应与左盘响应规律一致,只是具体数值不同。

4 结 论

提出了一种转子系统与 SFD 耦合设计方法,给出了详细的设计流程,依据该流程为双盘柔性简支转子系统设计了 SFD,通过 CFD 数值模拟和实验,验证了该方法的有效性。还通过实验研究

了不平衡量、支承刚度、供油压力和滑油温度对 SFD 减振效果的影响。本文的结论总结如下:

- 1) 带 SFD 的转子系统,其动力学特性取决于 SFD 与转子系统本身的耦合作用。SFD 的设计必须考虑基于偏心率迭代的转子系统响应特性。
- 2) CFD 数值模拟、油膜环压力测量实验以及减振效果实验表明,所提出的 SFD 设计方法是有效的,使用该方法设计出的 SFD 可以起到良好的减振效果。在初始不平衡量下,相比未采用 SFD,采用 SFD 后转子系统两个转盘的振幅分别下降 46%和 39%。如果对转子系统进行平衡, SFD 的减振效果会更好。
- 3) 相比于不平衡量和支承刚度对 SFD 减振效果的影响,供油压力和滑油温度的影响并不显著。进行 SFD 设计时,重点应该关注转子上的不平衡量大小和支承刚度。对于不平衡量而言,转子系统上的不平衡量与 SFD 必须匹配,否则不平衡量太大导致偏心率太大,阻尼器起不到减振效果。因此对设计出的 SFD,要进行考虑 SFD 与转子系统耦合作用的动力特性计算或实验,确保偏心率不超过 0.4,以此才能保证 SFD 具有良好的减振效果。如果偏心率太大,则应重新设计阻尼更大的 SFD,如果还不能满足要求,则应该对转子系统进行动平衡。对于支承刚度而言,在转子系统临界转速的分布和支承强度满足要求的前提下,减小支承的刚度有利于提高阻尼器的减振效果。

参考文献:

[1] PINKUS O, STERNLICHT B, SAIBEL E. Theory of hydrodynamic lubrication[J]. Journal of Applied Mechanics, 1962, 29(1): 220-221.

[2] COOPER S. Preliminary investigation of oil films for the control of vibration[J]. Wear, 1963, 6: 495-501.

[3] 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.

[4] 陈光. 航空发动机结构分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2014.

[5] FRISWELL M I, PENNY J E T, GARVEY S D, et al. Dynamics of rotating machines[M]. New York: Cambridge University Press, 2010.

[6] GREENHILL L M, NELSON H D. Iterative determination do squeeze film damper eccentricity for flexible rotor systems [J]. Journal of Mechanical Design, 1982, 104(2): 334-338.

[7] ZEIDAN F Y, SAN ANDRES L, VANCE J M. Design and application of squeeze film dampers in rotation machinery [C] // Proceedings of the Twenty-fifth Turbomachinery Symposium. Houston, US: 1996: 169-188.

[8] 祝长生, 毛川, 李鹏飞. 同心与非同心型挤压油膜阻尼器减

- 振能力的实验比较[J]. 航空动力学报, 2017, 32(11): 2672-2679.
- ZHU Changsheng, MAO Chuan, LI Pengfei. Experimental comparison of vibration isolation ability of centralized and uncentralized squeeze film damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(11): 2672-2679. (in Chinese)
- [9] 王文, 陆晓峰, 况成玉, 等. 带端封挤压油膜阻尼器减振特性分析及试验[J]. 节能技术, 2018, 36(5): 476-480.
- WANG Wen, LU Xiaofeng, KUANG Chengyu, et al. Analysis and experiment on vibration reduction characteristics of squeeze film damper with end seal[J]. Energy Conservation Technology, 2018, 36(5): 476-480. (in Chinese)
- [10] 周海仑, 张明, 成晓鸣, 等. 供油条件对挤压油膜阻尼器等效阻及周向位置阻尼的影响[J]. 机械工程学报, 2018, 54(6): 215-223.
- ZHOU Hailun, ZHANG Ming, CHENG Xiaoming, et al. Effects of oil supply conditions on equivalent damping and circumferential position damping of squeeze film damper[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(6): 215-223. (in Chinese)
- [11] NARAYANA B V, RAMAIAH P V, KRISHNAIAH G. Analysis of finite length squeeze film damper using CFD[J]. International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology, 2015, 5(4): 219-224.
- [12] 崔颖, 李婷, 江齐, 等. 基于两相流模型的挤压油膜阻尼器空化流场特性数值模拟[J]. 航空动力学报, 2019, 34(8): 1781-1787.
- CUI Ying, LI Ting, JIANG Qi, et al. Numerical simulation on cavitation flow field characteristics of squeeze film damper based on two-phase flow model[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(8): 1781-1787. (in Chinese)
- [13] 李一德. 基于两相流理论的挤压油膜阻尼器动力特性研究[D]. 辽宁 大连: 大连海事大学, 2018.
- LI Yide. Study on dynamic characteristics of squeeze film damper based on two-phase flow theory[D]. Dalian Liaoning: Dalian Maritime University, 2018. (in Chinese)
- [14] 张明. 挤压油膜阻尼器动力学特性仿真及实验研究[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2018.
- ZHANG Ming. Simulation and experimental study on dynamic characteristics of squeeze film damper[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2018. (in Chinese)
- [15] 王震林. 涡轴发动机挤压油膜阻尼器阻尼特性数值与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
- WANG Zhenlin. Numerical and experimental study on damping characteristics of squeeze film damper for turboshaft engine[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013. (in Chinese)
- [16] 陈钊. 弹支挤压油膜阻尼器动力特性分析方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2008.
- CHEN Zhao. Research on the dynamic characteristic analyzing method of the elastic supported squeeze film damper[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008. (in Chinese)
- [17] 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, et al. Structural dynamics design method of aero-engine high pressure rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(7): 1505-1519. (in Chinese)
- [18] 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): 2763-2770.
- LIU Zhangchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong, et al. Design method of squeeze film damper for aero-engine rotors[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11): 2763-2770. (in Chinese)
- [19] 付才高. 航空发动机设计手册: 第19册 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [20] 冯国全, 周柏卓. 鼠笼式弹性支承结构参数优化设计与实验[J]. 航空动力学报, 2011, 26(1): 199-203.
- FENG Guoquan, ZHOU Bozhuo. Optimization design and test investigation of squirrel cage elastic support[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(1): 199-203. (in Chinese)
- [21] 王正. 转动机械的转子动力学设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2015.
- [22] 中国国家标准化管理委员会. 机械振动. 恒态(刚性)转子平衡品质要求: GB/T 9239. 2-2006[S]. 北京: 中国标准出版社, 2006.
- [23] 赵项伟, 罗贵火, 王飞. 静偏心对挤压油膜阻尼器减振特性影响的数值分析[J]. 航空发动机, 2018, 44(3): 42-48.
- ZHAO Xiangwei, LUO Guihuo, WANG Fei. Numerical analysis of effects of static eccentricity on vibration characteristics of squeeze film damper[J]. Aeroengine, 2018, 44(3): 42-48. (in Chinese)
- [24] 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)
- [25] 刘展翅, 廖明夫, 丛佩红, 等. 挤压油膜阻尼器非线性特性实验研究[J]. 机械科学与技术, 2016, 35(1): 23-28.
- LIU Zhanchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong, et al. Experimental investigation of a rotor bearing system with non-linear squeeze film damper[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2016, 35(1): 23-28. (in Chinese)
- [26] CYRIL D, FRANCK L, PHILIPPE C, et al. Squeeze-film damper predictions for simulation of aircraft engine rotor-dynamics[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Vienna: ASME, 2004, 1-11.
- [27] 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.
- [28] LI Xiaofeng, ZHENG Longxi, LIU Zhenxia. Balancing of flexible rotors without trial weights based on finite element modal analysis[J]. Journal of Vibration and Control, 2012, 19(3): 461-470.