

弹性—多孔挤压油膜阻尼支承 在发动机上的应用研究

北京航空航天大学 周 明^{**} 李其汉 赵福安

【摘要】 根据某核心机转子支承系统动力特性的理论分析结果, 为其设计了弹性支承和多孔质挤压油膜阻尼器(PSFD), 以调整其临界转速并控制振动。将弹性支承和 PSFD 安装在该核心机上进行试车的结果表明, 理论计算与试验结果吻合得很好, 临界转速调整到了预期值, 阻尼器的减振效果显著。

主题词: 转子 弹性支座 油膜 阻尼器

分类号: V231.96

1 前 言

新型多孔质挤压油膜阻尼器(PSFD)是北航 405 教研室在 SFD 基础上研制、开发的更有效的阻尼器。研究表明, 与 SFD 比较, 它可以降低油膜刚度的高度非线性并提供相对更大的阻尼, 既能保留 SFD 原有的突出优点, 又可克服因不平衡量大导致油膜刚度高度非线性, 易出现双稳态、临界转速过不去(“锁死”)以及非协调进动的缺点^[1,2]。

某核心机原转子支承结构, 在工作转速范围内有两阶临界转速出现, 一阶为 8700 r/min 左右, 二阶为 15200 r/min 左右, 后者很接近最大工作转速。为了确保安全可靠地试车运行, 必须调整其临界转速和减振, 为此根据其支座刚度和临界转速计算值, 设计了弹性支承, 以调整临界转速; 根据稳态不平衡响应计算结果, 设计了 PSFD, 以控制转子系统振动。地面台架试车表明, 弹性支承加 PSFD 取得了预期效果, 首次在发动机上获得了成功应用。

2 某核心机的转子动力特性

2.1 转子支承刚度和临界转速计算

支承刚度是影响转子动力特性的重要因素, 改变支承刚度是调整转子临界转速的有效途径。本文用有限元素法计算了前支承刚度^[3], 其后支承刚度取所设计的弹性支承刚度。本文用常规传递矩阵法和子结构传递矩阵法^[3]计算了某核心机多种支承刚度下转子—支承系统的临界转速。当前支点刚度为 $0.686 \times 10^8 \text{ N/m}$, 后支点刚度为 $1.57 \times 10^8 \text{ N/m}$ 时, 一阶临界转速 8580 r/min, 二阶临界转速 15126 r/min, 三阶 64424 r/min; 当前支点刚度为 0.686 N/m , 后支点刚度为 $0.098 \times 10^8 \text{ N/m}$ (即加弹性支承后) 时, 其一阶临界转速 3087 r/min, 二阶临界转速 11236 r/min, 三阶临界转速 64365 r/min。

1997 年 12 月收稿; 1998 年 3 月收到修改稿。

^{**} 男 34 岁 博士 高工 北京航空航天大学 405 教研室 100083

2.2 带油膜阻尼器的转子稳态不平稳响应

本文采用动坐标系复数平面上的传递矩阵法^[3], 计算了某核心机的稳态不平稳响应。与传统的动坐标系传递矩阵法相比, 它的突出特点是可以很方便地同时考虑多个位置和方向的不平衡力和多个油膜阻尼器。分别计算了某核心机后支点未带弹性支座和SFD 的稳态不平衡响应, 后支点带弹性支座加 SFD 和加 PSFD 转子的稳态不平稳响应, 以此考察转子支承系统对不平衡力的敏感性, 从而获得油膜阻尼器参数的最佳匹配。

表 1 是油膜参数相同情况下 SFD 和 PSFD 的响应对比。在不平衡量较大(500 g · cm) 时, SFD 的响应出现了 3 个解, 说明此时产生了非线性双稳态响应; 而在同样情况下 PSFD 仍然只有一个解, 未出现非线性响应。分析表明, 由于 PSFD 较好地改善了油膜刚度的非线性特性, ϵ 扩大到 0.8 左右也不致出现非线性的双稳态跳跃现象^[2]。显然, PSFD 比 SFD 能适应更大的不平衡量, 从而扩大了挤压油膜阻尼器的适用范围。

3 弹性支承加 PSFD 在某核心机上的应用研究

3.1 未装弹性支承加 PSFD 的试车结果

某核心机在地面台上进行了未装弹性支承和 PSFD 的试车, 图 1 和图 2 分别为压气机机

表 1 SFD 和 PSFD 的响应对比

转速(r/min)	10500	11000	17000	18000	19000
SFD(ϵ)	0.290	0.350	0.444	0.352	0.298
	0.939	0.946	0.888	0.908	0.920
	0.950	0.961	0.925	0.928	0.929
PSFD(ϵ)	0.305	0.362	0.451	0.355	0.312

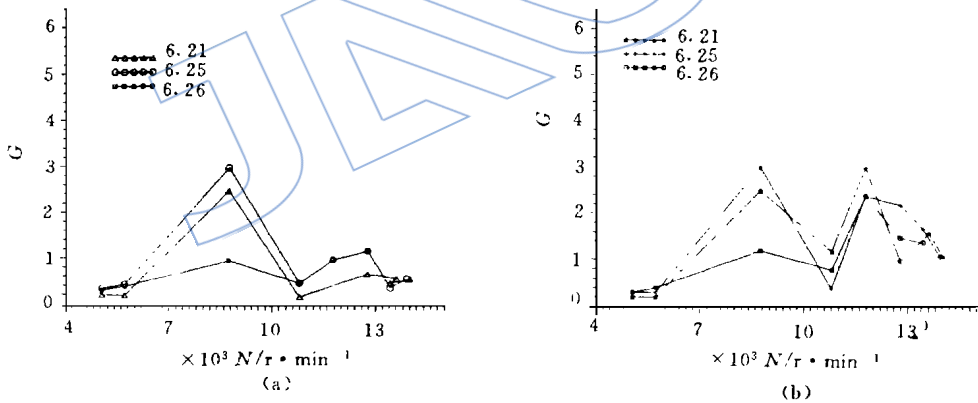


图 1 压气机水平位置(a)和垂直位置(b)振动指示值曲线

匣及涡轮机匣处水平和垂直位置的某几次试车的振动指示值曲线。由图可以看出, 在转子最大工作转速范围内出现了一阶临界转速, 其值为 8700 r/min 左右; 从过临界转速的振动指示值看出, 压气机和涡轮水平方向的振动值比垂直方向大, 压气机无论水平和垂直方向的振动值都比涡轮小。涡轮水平方向的振动值最大, 达到 8 g 左右。从试车情况看, 转子过临界转速时对加速性很敏感, 必须很快通过, 否则将会产生很大的振动。根据计算分析和转子系统的地面台架模态试验以及试车时传感器不同位置之间的传递函数分析得到, 该转子系统的一阶临界转速为 8700 r/min 左右, 二阶为 15200 r/min 左右, 三阶大于 60000 r/min。

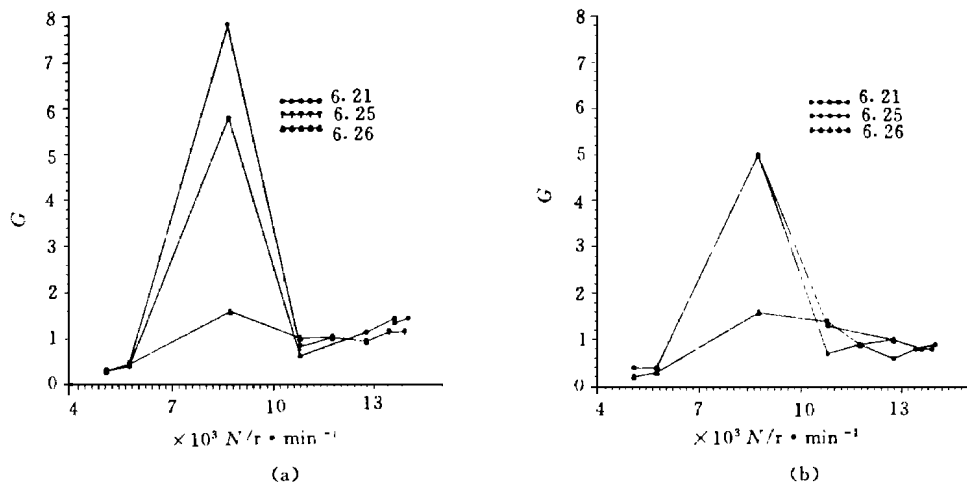


图 2 涡轮水平位置(a)和垂直位置(b)振动指示值曲线

3.2 安装了弹性支承和 PSFD 的试车结果

某核心机的二阶临界转速正好在发动机最大转速附近,因此,采用弹性支承和挤压油膜阻尼器调整临界转速和减振,以保证工作的可靠性是十分必要的。根据调整临界转速的要求和发动机的具体结构,设计了如图 3 所示的鼠笼条式弹性支座。根据稳态不平稳响应计算得出的油膜参数,设计了如图 4 所示的多孔质油膜环。其后支点弹性支座刚度 $0.098 \times 10^8 \sim 0.294 \times 10^8 \text{ N/m}$, 阻尼油膜间隙半径比——

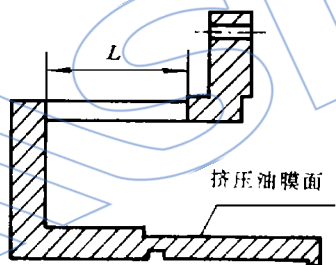


图 3 鼠笼条式弹支

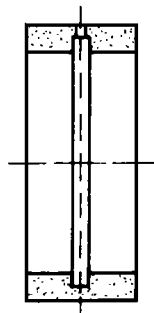
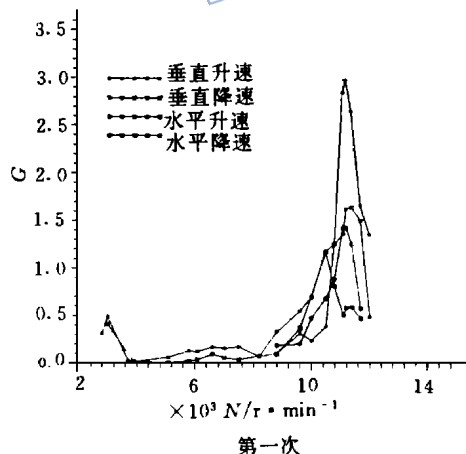
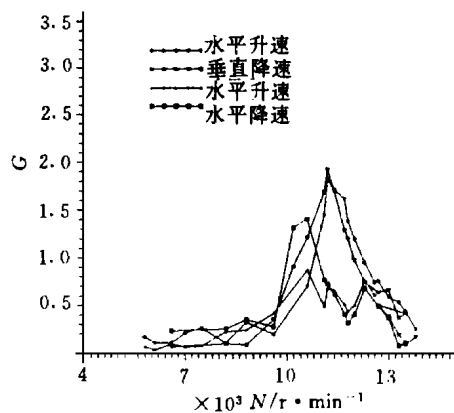


图 4 多孔质油膜环



第一次



第二次

图 5 两次试验压机处振动指示值曲线

将弹性支座(刚度为 $0.098 \times 10^8 \text{ N/m}$) 和 PSFD(油膜间隙比为 3‰) 安装于该核心机后支座上,在地面台上进行了试车。从涡轮与压气机水平位置振幅响应的传递函数图可以看到,在 $0 \sim 300 \text{ Hz}$ 内有两个振幅峰值点,分别位于 3000 r/min 和 11200 r/min 处,且在两峰值点处相位发生了很大变化。这表明,核心机转子系统后支点加弹性支承后有效地调整了转子系统的临界转速,其一阶由原来的 8700 r/min 调整到 3000 r/min 左右,二阶由原来的 15200 r/min 调到 11200 r/min 左右,与理论计算值(一阶 3087 r/min , 二阶 11236 r/min) 非常一致。

图 5 和图 6 分别表示两次试车中压气机及涡轮机匣处的水平和垂直方向的振动值指示曲线。由图可以看出,加了弹性支承和 PSFD 后,压气机和涡轮水平及垂直方向的振动值峰值均显著下降。其中,压气机水平和垂直方向的振动值均比涡轮大,这是因为,弹性支承和 PSFD 加在后支点处,对涡轮的减振效果更好。

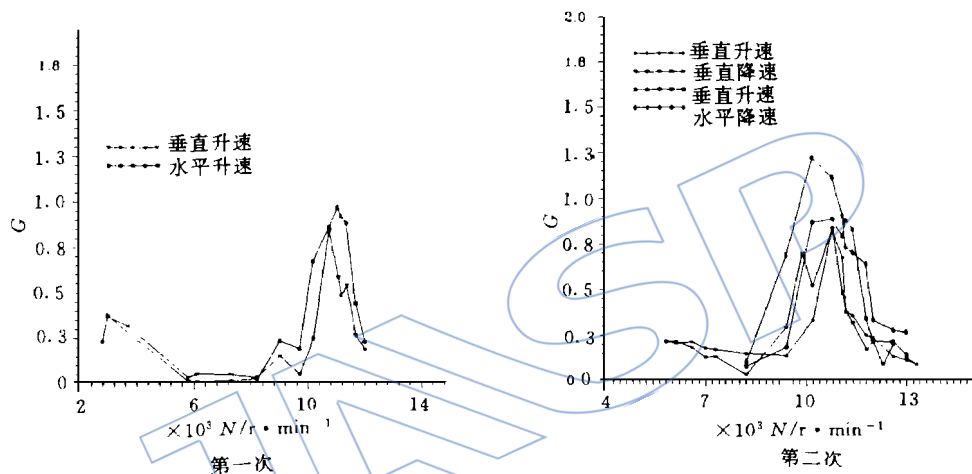


图 6 两次试验涡轮处振动指示值曲线

从试车情况看,核心机过临界转速时振动峰值很小。通过一阶临界转速(3000 r/min) 时,由于转速低,不平衡力小,没有出现明显的振动峰值;即使在缓慢地通过二阶临界转速(11200 r/min) 时,压气机水平方向最大的振动峰值也未超过 3 g 。这表明,弹性支承和 PSFD 吸收耗散了振动能量,不仅使转子系统振动减小,而且使转子加速度敏感性大大降低,起到了很好的减振作用。

结论 本文所述理论计算是准确的,用弹性支座调整临界转速简便易行,研制的多孔质挤压油膜阻尼器减振效果显著,设计的弹性支座和 PSFD 在某核心机上的调频和减振效果突出。PSFD 作为一种新型的挤压油膜阻尼器,首次在实际发动机上获得成功应用。

参 考 文 献

- 1 晏砺堂等. 结构系统动力特性分析. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989
- 2 张世平. 高速旋转机械新型阻尼器: [博士学位论文]. 1989
- 3 周明. 某核心机转子动力特性分析及弹性支承和 PSFD 设计: [硕士学位论文]. 北京航空航天大学, 1993

(责任编辑 王震华)

COMBINED FATIGUE LOAD AND LIFE CONVERSION FROM EXPERIMENTS TO SERVICE CONDITIONS

Wang Rongqiao and Nie Jingxu

(2nd Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

ABSTRACT

A contrast test investigation on the combined fatigue lives of slightly and heavily corroded turbine disc slots has been carried out at high temperature under two vibration frequencies 50 Hz and 100 Hz. In order to estimate the service life from the test life, a new two-frequency-ratio method is proposed to convert the tested combined fatigue loads and life into service ones in the field. The conversion results can be taken as criteria for discarding the corroded turbine disc.

Key Words Discs Loads Fatigue life Corrosion High temperature

APPLICATION OF FLEXIBLE- POROUS SQUEEZE FILM DAMPED SUPPORT TO A CORE ENGINE

Zhou Ming, Li Qihan, Zhao Fuan

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

A porous Squeeze Film Damper (PSFD) had been developed by BUAA on the basis of the normal Squeeze Film Damper (SFD). The investigation on its application indicates that the nonlinear vibration characteristics of rotor system with SFD, such as bistable jump, nonsynchronous response and "lock-up" at rotor pin-pin critical speeds under quite high unbalance level are greatly improved or avoided with the PSFD system. In conformity with the calculation and analysis of the dynamic characteristics of the rotor system in a core engine, a new flexible-porous squeeze film damped support has been designed and used in the rotor system of this core engine for adjusting its critical speeds and controlling its vibration. It is shown that the data of the engine cell tests have a good agreement with the calculation results.

Key Words Rotors Elastic supports Oil film Damper

STUDY ON VIBRATION DAMPING MECHANISM OF AN ELASTIC RING SQUEEZE FILM DAMPER

Zhou Ming, Li Qihai, Yan Litang

(4th Dept. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT

The vibration reduction mechanism of the Elastic Ring Squeeze Film Damper (ERSFD) is investigated. Based on the analyses of forces and motions acting on the journal of a rotor-support system with ERSFD and generalized incompressible Reynolds Equation, the model and differential equations of the vibration reduction mechanism of an ERSFD are set up. The features of the vibration reduction for both ERSFD and SFD are considered and compared. It is found out that SFD is only the special example of ERSFD. Theoretical analysis reveals that ERSFD has a very good dynamic characteristics and can be used for both reducing vibration and retuning the frequencies (critical speeds) of the rotor-support system.