

基于显式动力学的某齿轮轴冲击应力分析*

于印鑫¹, 袁惠群², 梁明轩¹, 侯明曦³, 张宇白¹

(1. 东北大学机械工程与自动化学院 沈阳, 110819) (2. 东北大学理学院 沈阳, 110819)

(3. 中航工业沈阳发动机设计研究所航空发动机动力传输航空科技重点实验室 沈阳, 110015)

摘要 在恒定转速下对某航空发动机附件机匣齿轮轴施加冲击扭矩的测试中出现齿轮根部折断的现象, 为了分析其原因, 利用有限元隐式和显式动力学方法, 对齿轮轴在冲击扭矩下考虑旋转离心应力的静、动应力响应进行了计算分析, 仿真结果与测试结果一致。根据分析结果对齿轮轴失效部位参数化建模, 以齿轮轴质量最小为优化目标, 利用APDL进行了失效部位的结构优化。优化结果表明, 改进后的设计满足齿轮轴的功能要求, 冲击载荷下产生的动应力水平与静态下冲击载荷产生的静应力比较, 动应力有较大幅度的增加, 在设计过程中应对齿轮轴在较短时间内的冲击载荷下产生的动应力加以考虑, 以保证齿轮轴的强度有足够的安全裕度。

关键词 齿轮轴; 冲击载荷; 动应力; 优化设计

中图分类号 TH132.4; TH113.1

引言

发动机和飞机的起动系统、燃油系统、滑油系统、液压系统等主要附件都是由发动机转子通过附件传动装置带动的。附件传动装置是发动机的关键构件。在整个飞行包线范围内, 附件传动结构必须可靠地工作, 保证发动机和飞机所有附件的转速、转向和所需功率符合设计要求。一般来说, 涡喷、涡扇发动机附件所需的功率约为发动机高压涡轮功率的0.2%~0.5%^[1]。机载附件的增加和发动机推力的提高, 要求附件传动所需的功率越大, 传动齿轮的负荷也越大, 设计越困难。发动机正常工作时转速较高, 附件传动扭矩较小。发动机起动和急剧加速或减速时, 发电机、燃油泵等附件转子的惯性使传动扭矩变得很大, 很容易损伤传动齿轮^[2]。宋迎东等^[3]针对某型涡喷发动机附件传动机匣的支板在台架试车过程中多次出现裂纹的问题, 通过有限元分析得到了该机匣的应力分布, 排除了静应力引起故障的原因。汪玉等^[4]基于有限元法建立的舰船动力轴系冲击动力学模型, 计算了在不同冲击强度和动力轴系参数条件下整个轴系的冲击性能, 提出动力轴系在冲击作用下会出现较大的位移, 在舰船动力轴系的设计

中必须对轴系的冲击特性引起足够的重视, 以增强整船的可靠性和生存能力。计晨等^[5]利用有限元方法对柴油机进行垂向冲击响应时域分析, 通过主要部件的应力响应总结了抗冲击薄弱环节。唐进元等^[6]进行了线外啮合冲击动态仿真分析, 提出在冲击载荷下, 齿根最大应力大于ISO标准静强度理论值, 最大应力位置比ISO标准确定的最危险截面位置偏高, 冲击载荷峰值相同时, 冲击时间越短, 产生的动应力越大。

针对在恒定转速下对某航空发动机附件机匣齿轮轴施加冲击扭矩的测试中出现齿轮轴在齿轮根部发生折断的现象, 笔者以附件机匣内轴向尺寸较大的齿轮轴为研究对象, 分析齿轮轴发生折断的原因。为了验证齿轮轴的强度, 采用有限元方法对受冲击载荷的齿轮轴进行冲击载荷下的动态冲击应力分析。利用WORKBENCH与LS-DYNA软件^[7-8]对齿轮轴在冲击扭矩下考虑旋转离心应力的静应力和动应力进行了计算分析, 并根据分析结果对齿轮轴失效部位进行了参数化建模, 以齿轮轴质量最小为优化目标, 利用APDL进行了失效部位的结构优化。改进设计后的齿轮轴强度满足其设计功能要求, 保证了齿轮轴的强度有足够的安全裕度。

* 国家高技术研究发展计划(“八六三”计划)资助项目(2012AA040104)

收稿日期: 2012-10-12; 修改稿收到日期: 2012-12-30

1 显式动力学求解分析

显式动力学求解显式时间积分,采用中心差分法在时间 t 求加速度

$$a_t = M^{-1}(F_t^{\text{ext}} - F_t^{\text{int}}) \quad (1)$$

其中: M 为质量矩阵; F_t^{ext} 为施加外力和体力矢量; F_t^{int} 为内力矢量。

F_t^{int} 由式(2)构成

$$F_t^{\text{int}} = \sum \left(\int_{\Omega} B^T \sigma_n d\Omega + F^{\text{bg}} \right) + F^{\text{contact}} \quad (2)$$

其中: $\int_{\Omega} B^T \sigma_n d\Omega$ 为当前时刻单元应力场等效节点力; F^{bg} 为沙漏阻力(为克服单点高斯积分引起的沙漏问题而引入的黏性阻力); F^{contact} 为接触力矢量。

节点的速度与位移为

$$\begin{cases} v_{t+\Delta t/2} = v_{t-\Delta t/2} + a_t \Delta t \\ u_{t+\Delta t} = u_t + v_{t+\Delta t/2} \Delta t_{t+\Delta t/2} \end{cases} \quad (3)$$

其中: $v_{t+\Delta t/2} = 0.5(\Delta t_t + \Delta t_{t+\Delta t})$; $v_{t-\Delta t/2} = 0.5(\Delta t_t - \Delta t_{t+\Delta t})$ 。

新的几何构型由初始构型加上位移增量获得

$$x_{t+\Delta t} = x_0 + u_{t+\Delta t} \quad (4)$$

决定模型计算速度的因素除了单元数量外,还有单元尺寸的大小。为了保证计算收敛,显式动力学的数值求解采用变步长积分法,每一时刻的积分步长由当前构型网格中的最小单元决定。保证收敛的临界时间步长必须满足

$$\Delta t \leq \Delta t_{cr} = 2/\omega_{\max}$$

其中: ω_{\max} 为系统模型中的最高固有振动频率,由系统模型中最小单元的特征值方程 $|K^e - \omega^2 M^e| = 0$ 得到。

2 齿轮轴静应力与动应力分析

齿轮轴受到一端附件油泵的随机冲击载荷,在转速不变的情况下,负载在 2 s 内由 $0.1 \text{ N} \cdot \text{m}$ 增加到 $67.21 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

2.1 齿轮轴动态平衡静应力分析

为了对静态应力进行分析,并初步判断应力较大值的分布情况,建立了考虑转速离心应力的动态平衡应力分析模型如图 1 所示,材料属性如表 1 所示。

模型中对齿轮轴的左、右两端施加 0.528 和 $67.21 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的同向扭矩,在齿轮 3 内圈施加反向的

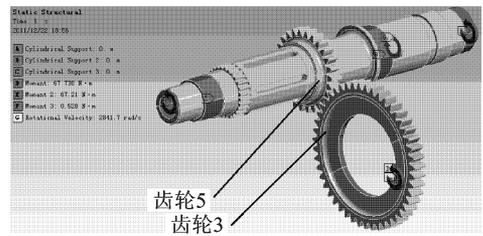


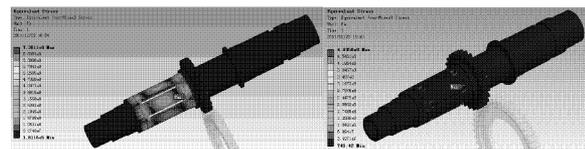
图1 静态应力分析模型

$67.738 \text{ N} \cdot \text{m}$ 扭矩,对齿轮轴施加的初始转速为 2841.68 rad/s ,在齿轮轴的轴承部位和齿轮 3 的内圈约束轴向和径向的自由度,保留周向自由度,并设置齿轮 3 和齿轮 5 的啮合接触对。

表1 齿轮和齿轮轴材料参数

材料属性	齿轮 3	齿轮轴
弹性模量/MPa	210 000	210 000
密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	7 860	7 860
泊松比	0.4	0.4
屈服应力 $\sigma_{0.2}$ /MPa	1 130	1 130

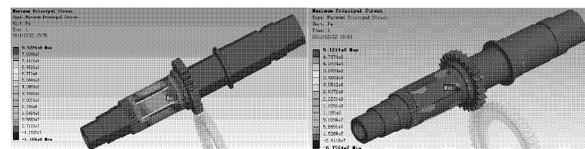
对有限元模型进行计算分析后获得了齿轮轴的等效应力和最大主应力的分布情况,分别如图 2、3 所示。



(a) 考虑转速离心应力

(b) 不考虑转速离心应力

图2 等效应力最大值



(a) 考虑转速离心应力

(b) 不考虑转速离心应力

图3 最大主应力的最大值

表2 齿轮轴最大动态平衡应力

应力	不考虑离心应力	考虑离心应力
等效应力的最大值	4.89×10^8	7.36×10^8
最大主应力的最大值	5.12×10^8	8.52×10^8

较大的应力区主要分布在齿轮轴的通槽部位,最大应力均分布在齿轮轴通槽靠近齿轮的部位。根

据表2,最大应力值均未超过材料屈服应力。

根据以上分析,对齿轮轴进行动态冲击应力分析时,应主要分析齿轮轴通槽部位的应力分布。

2.2 齿轮轴动应力分析

为了计算齿轮轴的冲击应力,同时缩小计算规模,忽略轴承刚度对系统的影响,即将轴承座部位轴的径向和轴向自由度约束,利用齿轮3对齿轮轴提供27 136 r/min的转速,齿轮轴的左右附件连接处施加负载扭矩,分别为5.28和0.528 N·m,轴左侧附件的载荷冲击2 s内扭矩增加到67.21 N·m,如图4所示。

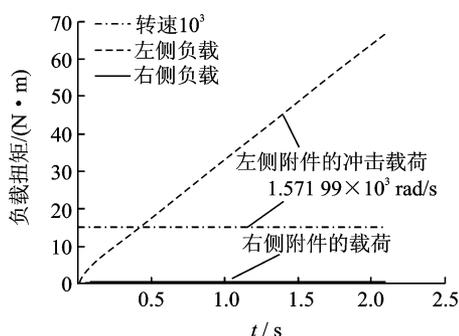


图4 负载历程曲线

利用有限元方法建立齿轮轴冲击应力有限元模型,如图5所示。

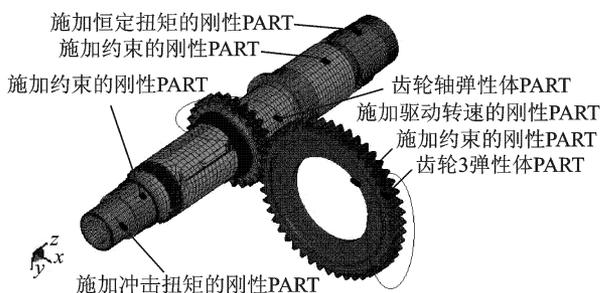


图5 齿轮轴动态冲击应力有限元模型

分析中为了保证齿轮轴动应力的精度,在产生K文件时对齿轮轴弹性和刚性PART单元使用全积分方程求解。图6为齿轮啮合时的啮合激励。由于初始时刻存在齿侧间隙造成啮合力较大幅度的波动,在前0.8 s内啮合力波动现象比较严重,之后啮合力趋于稳定。由于时变啮合刚度和啮入啮出冲击的影响,动态啮合力在恒定变化的啮合力上下小幅波动。

由图7可以看出,在1.1 s时,齿轮轴齿轮部位和导气孔部位的动态应力已接近轴的极限应力。在1.18 s时冲击动应力 $\sigma_{0.2}$ 超过1 130 MPa,说明测试

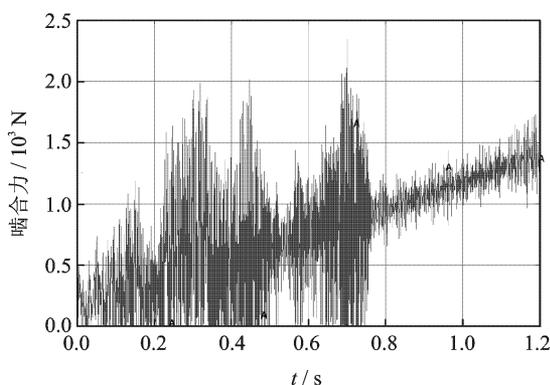


图6 1.2 s内齿轮啮合激励

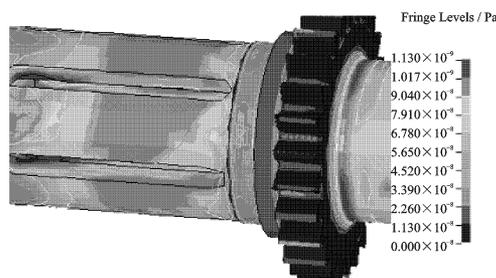


图7 1.1 s应力云图

中齿轮根部发生折断是由于冲击载荷造成的动应力过大。

3 齿轮轴动强度优化设计

为了对齿轮轴动应力较大部位进行改进,根据动应力分布对齿轮轴齿轮根部和通槽部位进行参数化建模。在保证齿轮轴其他尺寸不变的情况下,将齿轮根部的圆角半径RR设为参变量之一,能够保证足够通风量的导气孔轴向尺寸作为设计计算的下限,将导气孔分为两段,中间连接部位的轴向尺寸LL作为参变量之一,如图8所示。

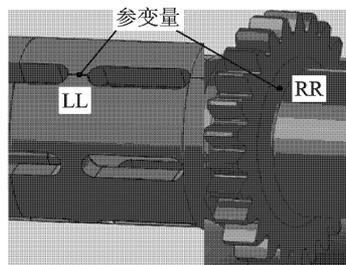


图8 设计参变量

优化设计流程如图9所示。以质量最小化为优化目标,以齿轮根部最大动应力VA1和导气孔部位

最大动应力 VA2 均小于材料需用应力的 50% (即 Mis) 为约束条件, 在 VA1 与 VA2 均小于 Mis 时跳出循环, 作为优化终止的判据。

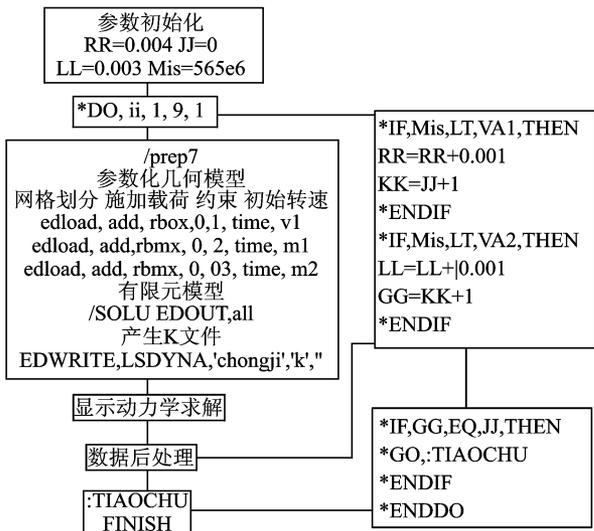


图9 优化设计流程

图10为优化后齿轮轴导气孔部位和齿轮根部的动应力分布。

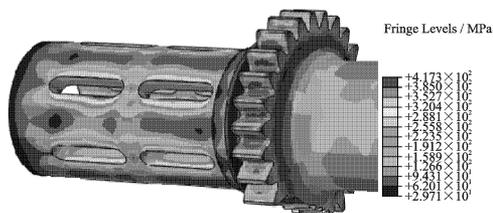


图10 冲击应力分布

齿轮轴优化部位的最大冲击应力在420 MPa左右, 均小于材料的屈服应力1 130 MPa的50%, 结构强度符合设计使用要求。

4 结论

1) 在转速为27 136 r/min时, 考虑旋转离心应力的齿轮轴动态平衡静应力与准静态应力比较, 幅值增大50%~70%。

2) 在额定转速和特定冲击扭矩下, 动态冲击应力约为静应力的1~2倍, 因此在设计过程中应考虑冲击载荷产生的动应力对齿轮轴的强度影响。

3) 通过建立齿轮轴局部结构参数化模型, 对其进行结构优化, 可以提高计算速度, 优化结果满足齿轮轴功能要求。

参 考 文 献

- [1] 陈光. 航空燃气涡轮发动机结构设计[M]. 北京: 北京航空学院出版社, 1988: 10-12.
- [2] 王旭东, 夏国荣, 唐登发. 高性能发动机附件传动齿轮及齿轮材料浅析[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2001, 14(4): 42-48.
Wang Xudong, Xia Guorong, Tang Dengfa. A preliminary analysis on high performance aero-engine accessory gear and gear material[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2001, 14(4): 42-48. (in Chinese)
- [3] 黄寿伟, 宋迎东. 某型发动机附件传动机匣应力分析[J]. 航空发动机, 2008, 34(4): 30-33.
Huang Shouwei, Song Yingdong. Stress analysis of accessory gearbox for an aeroengine[J]. Aeroengine, 2008, 34(4): 30-33. (in Chinese)
- [4] 汪玉, 计晨, 杜俭业, 等. 舰船动力轴系冲击响应性能分析[J]. 振动与冲击, 2011, 30(5): 164-168.
Wang Yu, Ji Chen, Du Jianye, et al. Shock response analysis of a ship power shafting system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(5): 164-168. (in Chinese)
- [5] 计晨, 汪玉, 杨莉, 等. 柴油机主要部件冲击响应时域分析[J]. 兵工学报, 2011, 32(4): 391-396.
Ji Chen, Wang Yu, Yang Li, et al. Time domain analysis on shock response of main components of diesel[J]. Acta Armamentarii, 2011, 32(4): 391-396. (in Chinese)
- [6] 唐进元, 彭方进, 黄云飞. 冲击载荷下的齿轮动应力变化规律数值分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(8): 138-143.
Tang Jinyuan, Peng Fangjin, Huang Yunfei. Numerical analysis of dynamic stress variation in spur gear under impact loads[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(8): 138-143. (in Chinese)
- [7] 尚晓江, 邱峰, 赵海峰, 等. ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用[M]. 北京: 中国水利电力出版社, 2008: 166-190.
- [8] 尚晓江, 苏建宇, 王化峰. ANSYS LS.DYNA 动力分析方法与工程实例[M]. 北京: 中国水利电力出版社, 2008: 19-14.



第一作者简介: 于印鑫, 男, 1983年5月生, 博士。主要研究方向为齿轮传动系统的动力学。曾发表《基于有限元的汽车变速器耦合系统动力学分析》(《东北大学学报》2012年第33卷第4期)等论文。
E-mail: yuyinxin110004@126.com