DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2017.11.062

大长径比悬臂柔性转子动力特性分析

袁胜^{1, 2, *},邓旺群^{1, 2},徐友良^{1, 2},刘文魁^{1, 2},易毅^{1, 2}

1. 中国航发湖南动力机械研究所,湖南 株洲 412002

2. 航空发动机振动技术航空科技重点实验室,湖南 株洲 412002

摘 要:针对某小型涡扇发动机低压转子的动力特性开展理论研究。用有限元方法建立了低压转子的分析模型,借助转子 动力学分析软件 SAMCEF/ROTOR,对转子的动力特性(临界转速、振型和稳态不平衡响应)进行了计算和分析,并揭示了转 子的稳态不平衡响应随悬臂端长度的变化规律。研究表明,低压转子在额定工作转速范围内存在二阶临界转速,振型均为 弯曲振型,是一个典型的高速柔性转子。研究工作将为低压转子的动力特性和高速动平衡试验提供指导,并为同类转子悬 臂端长度的设计提供参考。

关键词:涡扇发动机,悬臂柔性转子,临界转速,振型,稳态不平衡响应

中图分类号: V231.96 文献标识码: A 文章编号: 1007-5453 (2017) 11-0062-07

转子对航空发动机的安全性、可靠性有重要影响。随 着发动机性能的提高,其工作转速也越来越高,转子动力学 问题日益突出。高速转子动力学设计和试验技术是中小型 航空发动机研制过程中的关键技术之一,国内外学者在航空 发动机转子动力特性领域开展了大量的研究。邬国凡等[1] 对跨第一阶弯曲临界转速工作的某涡轴发动机燃气发生器 转子进行了动力特性计算,分析了支承刚度对临界转速的影 响,并进行了模拟转子的动力特性试验。徐金锁^[2]分别用传 递矩阵法和有限元法对某涡轴发动机动力涡轮转子的动力 学特性进行了计算,并分析了弹性支承(弹支)刚度、花键传 弯刚度、供油压力、不平衡量大小等参数对转子动力特性的 影响。邓旺群等^[3-5]对某涡轴发动机动力涡轮转子的动力 特性进行了系统的理论分析和试验研究,并分析了传动轴、 测扭基准轴和动力涡轮盘这三个主要零部件对转子动力特 性的影响。李治华等⁶⁰应用 ANSYS 有限元软件计算了某 型涡扇发动机转子的临界转速和振型,并利用多体动力学仿 真软件 ADAMS 对转子进行了动力学仿真,得到了转子的 不平衡响应。史亚杰等^[7]采用有限元法分析了支承刚度、支

承轴向位置、陀螺力矩对某型涡扇发动机低压转子动力特性 的影响。K.D.Gupta^[8]将轴承简化为弹簧和阻尼,用传递矩 阵法计算了某型发动机转子的临界转速和振型。聂卫健^[9] 以某小型涡扇发动机模拟低压转子为研究对象,研究了前三 阶临界转速随各支承刚度、各轮盘质量的变化规律。王海朋 等^[10]在 ANSYS 中建立了某型涡喷发动机转子的有限元计 算模型,对转子的临界转速和稳态不平衡响应进行了计算分 析。

某小型涡扇发动机低压转子是一个悬臂转子,相对简 支转子来说,悬臂转子的振动特性要差得多,更容易发生转 子振动故障。因此,工程上在设计悬臂端长度时,应重点考 虑其对转子振动特性的影响,尽量避免因悬臂端长度选择不 当造成转子的振动过大,一般来说,悬臂端长度不宜太长。 本文以该悬臂转子为研究对象,对其动力特性(临界转速、 振型和稳态不平衡响应)进行了计算和分析,并研究了稳态 不平衡响应随悬臂端长度的变化规律。为转子的动力特性 和高速动平衡试验、同类转子悬臂端长度的设计提供技术支 持,具有重要的工程应用价值。

收稿日期:2017-07-21; 退修日期:2017-08-25; 录用日期:2017-10-18 基金项目:航空科学基金(2013ZB08001)

*通信作者.Tel.:0731-28592365 E-mail:810299353@qq.com

引用格式: YUAN Sheng, DENG Wangqun, XU Youliang, et al. Dynamic characteristics analysis of a cantilever flexible rotor with large length-to-diameter ratio [J]. Aeronautical Science & Technology, 2017, 28 (11):62-68. 衰胜,邓 旺群,徐友良,等. 大长径比悬臂柔性转子动力特性分析 [J]. 航空科学技术, 2017, 28 (11):62-68.

1 转子结构、计算模型和计算参数

1.1 转子结构

低压转子是一个带大长径比细长轴(长径比大于 20) 的高速柔性转子,具有空心、薄壁(壁厚 2.5mm)、风扇端悬 臂的结构特点。转子主要由风扇盘、低压涡轮盘、低压轴及 进气罩等零部件组成,采用 0-2-1 支承方式,其中 1 号轴承 为滚珠轴承,2 号和 5 号轴承为滚棒轴承(轴承编号与发动 机中的轴承编号一致),支承位置均有鼠笼式弹性支承和挤 压油膜阻尼器。低压转子的结构示意图如图 1 所示。



图 1 低压转子的结构示意图 Fig.1 Structure sketch of the low-pressure rotor

1.2 有限元计算模型

采用有限元方法建立低压转子的计算模型,如图2所示。模型中有三个轴承单元、两个集中质量单元(风扇叶片和低压涡轮叶片作为集中质量处理)、41个刚性连接单元、 1392个梁单元。



图 2 低压转子有限元分析模型

Fig.2 Finite element calculation model of the low-pressure rotor

1.3 计算参数

(1) 低压转子主要零件的材料性能见表 1。

```
表 1 材料性能
Table 1 Materials properties
```

零件名称	材料	弹性模量 E/ GPa	泊松比 μ	密度 p/ (kg/m ³)
风扇盘	钛合金	123.0	0.330	4480
低压涡轮盘	高温合金	214.5	0.321	8612
低压轴	高温合金	204.0	0.300	8240
进气罩	铝合金	71.5	0.300	2660
其他零部件	不锈钢	196.0	0.300	7800

(2)风扇叶片和低压涡轮叶片的集中质量特性见表 2。

表 2 集中质量特性 Table 2 Concentrated masses characteristics

零件名称	质量 <i>m</i> / kg	极转动惯量J/ (10 ⁻³ kg·m ²)	直径转动惯量J/ (10 ⁻³ kg·m ²)
风扇叶片	1.214	13.4	6.926
低压涡轮叶片	0.606	6.122	3.075

(3)由于弹支刚度比轴承刚度低一个数量级,因此,支 承刚度取决于弹性支承的刚度,1号、2号和5号轴承位置 的弹支刚度见表3。这一组弹支刚度是在转子的工程设计 过程中,对多种组合支承刚度下的转子进行动力学特性计算 后优选出来的,满足临界转速设计准则要求^[11]。

表 3 支承刚度 Table 3 Support stiffness

弹支编号	1号弹支	2号弹支	5 号弹支
支承刚度 K/ (10 ⁷ N/m)	1.2	2.5	0.6

计算稳态不平衡响应时要考虑油膜阻尼,1号轴承、2 号轴承和5号轴承处的油膜参数见表4。

表 4 油膜参数 Table 4 Oil films parameters

油膜 位置	油膜 长度 <i>L</i> /10 ⁻³ m	轴颈 半径 <i>R</i> /10 ⁻³ m	平均油膜 半径间隙 <i>C</i> /10 ⁻³ m	滑油动力黏度 μ/ (10 ⁻³ N·s/m ²)
1号轴承	20	36.8	0.200	4.3476
2号轴承	16	27.5	0.185	5.8158
5号轴承	20	34	0.190	4.9352

(4) 假设为半油膜情况,按短轴承近似理论,油膜等效 阻尼系数公式定义为:

$$C_{0} = \frac{\mu R L^{3}}{C^{3}} \cdot \frac{\pi}{2(1-\varepsilon^{2})^{3/2}}$$
(1)

式中:C为油膜半径间隙;R为轴颈半径;L为油膜长度; μ 为 滑油动力黏度; ε 为偏心率。

偏心率 ε 取为 0.4,根据式 (1) 计算得到的 1 号轴承
油膜阻尼系数为 325.2N·s/m,2 号轴承油膜阻尼系数为
210.3N·s/m,5 号轴承油膜阻尼系数为 397.8N·s/m。

(5) 计算低压转子的稳态不平衡响应时,施加不平衡量 的位置分别为风扇盘、低压涡轮盘、1 号平衡凸台和 2 号平 衡凸台(这4个特征位置为高速动平衡试验时的可选平衡 面)。均施加单位不平衡量 1g·mm。

2 转子动力特性计算

2.1 临界转速和裕度计算

计算得到的前三阶临界转速及其裕度见表 5。

表 5 临界转速和裕度计算结果

Table 5 Calculation results of critical speeds and abundant of critical speeds

	前三阶临界转速				
	第一阶	第二	第三阶		
临界转速 N _{er} / (r/min)	8766	13664		39280	
临界转速裕度 /%	> 20	> 20	> 50	> 35	

临界转速裕度定义如下:

临界转速裕度 = (| 慢车或额定工作转速 - 临界转速 |) / 慢车或额定工作转速 × 100%

表5中,低于慢车转速的临界转速对慢车转速进行评 定,介于慢车和额定工作转速之间的临界转速分别对慢车和 额定工作转速进行评定,高于额定工作转速的临界转速对额 定工作转速进行评定。

从表5可知,低压转子超二阶临界转速工作,前三阶 临界转速相对慢车转速和/或额定工作转速的裕度均大于 20%,满足设计准则要求,临界转速设计合理。

2.2 振型计算

低压转子的前三阶振型计算结果分别如图 3~ 图 5 所示。



图 3 低压转子的第一阶振型

Fig.3 The first-stage vibration mode of the low-pressure rotor



图 4 低压转子的第二阶振型 Fig.4 The second-stage vibration mode of the low-pressure rotor



图 5 低压转子的第三阶振型

Fig.5 The third-stage vibration mode of the low-pressure rotor

从图 3~ 图 5 的计算结果可知,低压转子的前三阶振型 均为弯曲振型。这主要是因为低压轴是一个大长径比的细 长空心轴,横向刚度较低,很容易发生弯曲变形。

2.3 稳态不平衡响应计算

在风扇盘、低压涡轮盘、1 号平衡凸台和 2 号平衡凸台 (4 个特征位置) 分别施加 1g·mm 的不平衡量,这 4 个特征 位置在额定工作转速范围内的稳态不平衡响应计算结果分 别如图 6~ 图 9 所示,图中横坐标相对转速是实际转速与额 定工作转速之比。



图 6 特征位置的不平衡响应曲线(风扇盘上有 1g·mm 的不平衡量)

Fig.6 Curves of unbalance response of characteristic location (1g-mm unbalance weight at fan disk)



图 7 特征位置的不平衡响应曲线 (低压涡轮盘上有 1g·mm 的不 平衡量)

Fig.7 Curves of unbalance response of characteristic location (1g·mm unbalance weight at the low-pressure turbine disk)



- 图 8 特征位置的不平衡响应曲线(1号平衡凸台上有 1g·mm 的 不平衡量)
- Fig.8 Curves of unbalance response of characteristic location (1g·mm unbalance weight at No.1 balance protruding cylinder)



图 9 特征位置的不平衡响应曲线 (2 号平衡凸台上有 1g·mm 的 不平衡量)

Fig.9 Curves of unbalance response of characteristic location (1g·mm unbalance weight at No.2 balance protruding cylinder)

从图 6~ 图 9 可知:

(1)4个特征位置的一阶不平衡响应对2号平衡凸台 上的不平衡量最敏感,其次是低压涡轮盘。因此,如低压转 子的一阶不平衡响应超过允许值,在进行高速动平衡试验 时,可优先考虑选用2号平衡凸台和/或低压涡轮盘作为平 衡面。

(2)4个特征位置的二阶不平衡响应对风扇盘上的不 平衡量最敏感,其次是1号平衡凸台。因此,如低压转子的 二阶不平衡响应超过允许值,在进行高速动平衡试验时,可 优先考虑选用风扇盘和/或1号平衡凸台作为平衡面。

(3)风扇盘或低压涡轮盘上有不平衡量时,各特征位置 在额定工作转速下的不平衡响应均维持在较低水平,而1号 或2号平衡凸台上有不平衡量时,均会引起1号或2号平衡 凸台在额定工作转速下的较大不平衡响应。因此,如低压转 子在额定工作转速下的不平衡响应超过允许值,在进行高速 动平衡试验时,只能选择1号和/或2号平衡凸台作为平衡 面。

3 稳态不平衡响应随悬臂端长度的变化规律 分析

低压转子是一个悬臂转子,为了得到悬臂端长度(适当 增大悬臂端长度,设计的悬臂端长度已没有减小的空间)对 转子稳态不平衡响应的影响,对转子的一阶、二阶和额定工 作转速下的稳态不平衡响应随悬臂端长度的变化规律进行 了研究。

(1) 在风扇盘、低压涡轮盘、1 号平衡凸台和 2 号平衡 凸台分别施加 1g·mm 的不平衡量,4 个特征位置的一阶稳 态不平衡响应随悬臂端长度的变化曲线分别如图 10~ 图 13 所示。



图 10 特征位置的一阶不平衡响应随悬臂端长度的变化曲线(风 扇盘上有 1g·mm 的不平衡量)

Fig.10 Curves of the first stage unbalance response of characteristic location versus length of cantilever (1g·mm unbalance weight at fan disk)



- 图 11 特征位置的一阶不平衡响应随悬臂端长度的变化曲线(低 压涡轮盘上有 1g·mm 的不平衡量)
- Fig.11 Curves of the first stage unbalance response of characteristic location versus length of cantilever (1g·mm unbalance weight at the low-pressure turbine disk)



- 图 12 特征位置的一阶不平衡响应随悬臂端长度的变化曲线 (1号平衡凸台上有1g·mm的不平衡量)
- Fig.12 Curves of the first stage unbalance response of characteristic location versus length of cantilever (1g·mm unbalance weight at No.1 balance protruding cylinder)



- 图 13 特征位置的1阶不平衡响应随悬臂端长度的变化曲线 (2号平衡凸台上有1g·mm的不平衡量)
- Fig.13 Curves of the first stage unbalance response of characteristic location versus length of cantilever (1g · mm unbalance weight at No.2 balance protruding cylinder)

从图 10 ~图 13 可知,随着悬臂端长度的增大(增大范 围为 0 ~ 60mm),各特征位置的一阶稳态不平衡响应也随 之波动,但悬臂端长度的增大没有引起一阶稳态不平衡响应 发生实质性的变化。

(2) 在风扇盘、低压涡轮盘、1 号平衡凸台和 2 号平衡凸 台分别施加 1g·mm 的不平衡量,4 个特征位置的二阶稳态不 平衡响应随悬臂端长度的变化曲线分别如图 14~ 图 17 所示。



图 14 特征位置的二阶不平衡响应随悬臂端长度的变化曲线(风 扇盘上有 1g·mm 的不平衡量)

Fig.14 Curves of the second stage unbalance response of characteristic location versus length of cantilever (1g·mm unbalance weight at fan disk)



图 15 特征位置的二阶不平衡响应随悬臂端长度的变化曲线(低 压涡轮盘上有1g·mm的不平衡量)

Fig.15 Curves of the second stage unbalance response of characteristic location versus length of cantilever (1g·mm unbalance weight at the low-pressure turbine disk)



图 16 特征位置的二阶不平衡响应随悬臂端长度的变化曲线 (1号平衡凸台上有1g·mm的不平衡量)

Fig.16 Curves of the second stage unbalance response of characteristic location versus length of cantilever (1g·mm unbalance weight at No.1 balance protruding cylinder)



图 17 特征位置的二阶不平衡响应随悬臂端长度的变化曲线 (2号平衡凸台上有 1g·mm 的不平衡量)

Fig.17 Curves of the second stage unbalance response of characteristic location versus length of cantilever (1g · mm unbalance weight at No.2 balance protruding cylinder)

从图 14 ~图 17 可知在 0 ~ 60mm 范围内,当悬臂端 长度增大 30mm 时,各特征位置的二阶稳态不平衡响应均 出现一个明显的峰值,其余情况没有实质性的变化。因此, 在设计时,为控制转子的二阶不平衡响应,应避免悬臂端长 度处于该长度附近。

(3) 在风扇盘、低压涡轮盘、1 号平衡凸台和 2 号平衡 凸台分别施加 1g·mm 的不平衡量,4 个特征位置在额定工 作转速下的稳态不平衡响应随悬臂端长度的变化规律分别 如图 18~ 图 21 所示。



- 图 18 特征位置在额定工作转速下的不平衡响应随悬臂端长度的 变化曲线(风扇盘上有1g·mm的不平衡量)
- Fig.18 Curves of unbalance response of characteristic location at specified operating speed versus length of cantilever (1g·mm unbalance weight at fan disk)



- 图 19 特征位置在额定工作转速下的不平衡响应随悬臂端长度的 变化曲线(低压涡轮盘上有 1g·mm 的不平衡量)
- Fig.19 Curves of unbalance response of characteristic location at specified operating speed versus length of cantilever (1g·mm unbalance weight at the low-pressure turbine disk)



图 20 特征位置在额定工作转速下的不平衡响应随悬臂端长度的 变化曲线(1号平衡凸台上有 1g·mm的不平衡量)

Fig.20 Curves of unbalance response of characteristic location at specified operating speed versus length of cantilever (1g·mm unbalance weight at No.1 balance protruding cylinder)



- 图 21 特征位置在额定工作转速下的不平衡响应随悬臂端长度的 变化曲线(2号平衡凸台上有1g·mm的不平衡量)
- Fig.21 Curves of unbalance response of characteristic location at specified operating speed versus length of cantilever (1g·mm unbalance weight at No.2 balance protruding cylinder)

从图 18~ 图 21 可知在 0~60mm 范围内,悬臂端长度的增大没有引起额定工作转速下的稳态不平衡响应发生 实质性的变化。

4 结论

本文对某小型涡扇发动机低压转子的动力特性进行了 计算分析,并研究了转子的一阶、二阶和额定工作转速下的 稳态不平衡响应随悬臂端长度的变化规律,主要结论如下:

(1)低压转子在额定工作转速范围内存在二阶临界转速,各阶临界转速对慢车转速和工作转速裕度均大于20%,临界转速设计合理。

(2) 低压转子的前三阶振型都是弯曲振型。

(3)如低压转子的一阶不平衡响应超过允许值,在进行 高速动平衡试验时,应优先考虑选用2号平衡凸台和/或低 压涡轮盘作为平衡面;如低压转子的二阶不平衡响应超过 允许值,在进行高速动平衡试验时,应优先考虑选用风扇盘 和/或1号平衡凸台作为平衡面;如低压转子在额定工作转 速下的稳态不平衡响应超过允许值,在高速动平衡试验时, 只能选择1号和/或2号平衡凸台作为平衡面。

(4)适当增大悬臂端的长度不会引起转子的一阶和额定工作转速下的稳态不平衡响应发生实质性的变化,但当悬臂端长度增大30mm时,转子的二阶稳态不平衡响应显著增大,在进行悬臂转子的结构设计时,应选择合适的悬臂端长度,避免因悬臂端长度设计不当引起转子的较大振动。

⁴AST

参考文献

 [1] 邬国凡,陈国智,涂孟罴.高速柔性转子动力特性分析与试验 研究[J].航空动力学报,2006,21(3):563-568.

WU Guofan, CHEN Guozhi, TU Mengpi. Analysis and experimental study of the high speed flexible rotor dynamic behaviors [J]. Journal Aerospace of Power, 2006, 21 (3) : 563– 568. (in Chinese)

[2] 徐金锁.带细长轴的动力涡轮转子动力特性分析 [D]. 西安: 西北工业大学, 2005.

XU Jinsuo. Dynamic characteristics analysis of a power turbine rotors with a slender shaft [D]. Xi' an: Northwestern Polytechnical University, 2005. (in Chinese)

- [3] 邓旺群,高德平. 涡轴发动机动力涡轮转子动力特性研究 [J]. 航空动力学报, 2003, 18 (6): 717-722.
 DENG Wangqun, GAO Deping. Dynamic characteristics study of a power turbine rotor of a turbine shaft engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18 (6): 717-722. (in Chinese)
- [4] 邓旺群,郭飞跃,高德平.航空发动机高速柔性转子动力特性 计算[J].振动与冲击,2006,25(5):130-133.
 DENG Wangqun,GUO Feiyue,GAO Deping. Dynamic characteristics calculation for a high speed flexible rotors of an aero-engine [J].
 Vibration and Shock, 2006, 25(5):130-133. (in Chinese)
- [5] 邓旺群,郭飞跃,高德平.高速柔性转子的主要零部件对其动力特性的影响分析 [J]. 机械强度, 2006, 28 (6): 813-819.
 DENG Wangqun, GUO Feiyue, GAO Deping. Analysis of influence of its main parts or components on dynamic characteristics of high speed flexible rotor [J]. Journal of Mechanical Strength, 2006, 28 (6): 813-819. (in Chinese)
- [6] 李治华,任华,罗忠勇,等. 航空发动机转子系统动力特性的研究 [J]. 机械设计与制造, 2013 (12): 174-176.
 LI Zhihua, REN Hua, LUO Zhongyong, et al. Study on dynamic behaviors of a certain type aero-engine rotor system based on co-simulation technology [J]. Mechanical Design and

Manufacturing, 2012 (12): 174–176. (in Chinese)

- [7] 史亚杰,王孝力,洪杰,等.柔性转子动力特性研究 [J]. 航空发动机, 2005, 31 (1): 14-17.
 SHI Yajie, WANG Xiaoli, HONG Jie, et al. Investigation of dynamic characteristics of flexible rotor system [J]. Aircraft Engine, 2005, 31 (1): 14-17. (in Chinese)
- [8] Gupta K D, Gupta K, Athre K. Unbalance response of a dual rotor system: theory and experiment [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1993, 115: 427–435.
- [9] 聂卫健 邓旺群 徐友良 等.高速柔性转子临界转速随支承 刚度和轮盘质量的变化规律 [J]. 燃气涡轮试验与研究, 2015, 28 (3): 19-24.

NIE Weijian, DENG Wangqun, XU Youliang, et al. Analysis on the changes of high-speed flexible rotor critical speeds with supporting stiffness and disk mass [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2015, 28 (3): 19–24. (in Chinese)

[10] 王海朋,邬宏波,戴勇,等. 小型涡喷转子动力特性研究 [J]. 弹

箭与制导学报,2009,29(6):159-161.

WANG Haipeng, WU Hongbo, DAI Yong, et al. The rotor dynamic characteristic of a small turbine jet [J]. Journal of Projectiles, Rockets, Missiles and Guidance, 2009, 29 (6) : 159–161. (in Chinese)

[11] 付才高,郑大平,欧园霞,等. 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.
FU Caigao, ZHENG Daping, OU Yuanxia, et al. Aero-engine design manual: No.19 volume Rotor dynamics and whole aero-engine vibration [M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2001. (in Chinese) (责任编辑 刘玲蕊)

作者简介

袁胜(1991-) 男,硕士研究生。主要研究方向:航空发动 机结构强度与振动研究。
Tel.:0731-28592365
E-mail:810299353@qq.com

Dynamic Characteristics Analysis of a Cantilever Flexible Rotor with Large Length-to-diameter Ratio

YUAN Sheng^{1,2,*}, DENG Wangqun^{1,2}, XU Youliang^{1,2}, LIU Wenkui^{1,2}, YI Yi^{1,2}

1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China

2. Aviation Key Laboratory of Aero-engine Vibration Technology, Zhuzhou 412002, China

Abstract: Dynamic characteristic of a low pressure rotor of a small turbofan engine was researched in theory. Analysis model of the low pressure rotor was established by finite element method. Critical speed, vibration mode, steady state unbalance response of the rotor were calculated and analyzed by SAMCEF/ROTOR software, and change laws of steady state unbalance response with length of cantilever were revealed. The research results show that there are two-stage critical speeds during the whole operating speed range of the low pressure rotor, all vibration modes are bend modes. The low pressure rotor is a very typical high speed flexible rotor. The research will provide guidance for dynamic characteristics and high speed dynamic balance experiment of the low pressure rotor soon after, and it will provide reference for length design of cantilever of similar rotor.

Key Words: turbofan engine; cantilever flexible rotor; critical speed; vibration mode; steady state unbalance response

 Received: 2017-07-21;
 Revised: 2017-08-25;
 Accepted: 2017-10-18

 Foundation item: Aeronautical Science Foundation of China (2013ZB08001)
 *Corresponding author. Tel.: 0731-28592365
 E-mail: 810299353@qq.com