

基于虚拟样机技术的航空发动机放气活门机构仿真及故障分析

解梦涛¹, 陆 山¹, 陈养惠²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2 中国航空工业集团公司 西安航空发动机(集团)有限公司, 西安 710021)

摘 要: 针对某型航空发动机放气活门机构主动摇臂的多起断裂故障,为寻找故障原因并尽可能缩短排故周期与降低排故成本.借助虚拟样机技术建立此机构的动力学仿真模型,利用动力学仿真软件 ADAMS 与有限元分析软件 ANSYS 的联合仿真分析,实现放气活门机构摇臂断裂故障再现,并找出断裂件受力的主要影响因素及其影响规律,估算各受力水平下断裂摇臂的疲劳寿命.最终,分别给出保证摇臂最低使用寿命与全寿命使用情况下的改进建议,即将摇臂与放气活门之间间隙 B 增大至 0.273 mm 与 0.279 mm,从而为实际工程排故提供理论依据.

关 键 词: 放气活门机构; 虚拟样机; 动力学仿真; 参数化分析; 故障再现; 影响规律

中图分类号: V231.9 **文献标志码:** A

Simulation and failure analysis of aircraft engine's bleed valve mechanism based on virtual prototyping technology

XIE Meng-tao¹, LU Shan¹, CHEN Yang-hui²

(1. School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
2. Xi'an Aero-Engine (Group) Limited,
Aviation Industry Corporation of China, Xi'an 710021, China)

Abstract: For many rocker fractures of a certain type of aircraft engine's bleed valve mechanism, a dynamic model of the mechanism was built in order to obtain the fault reason and reduce the time and cost of the troubleshooting. The fault recurrence of the mechanism was implemented based on virtual prototyping technology by ADAMS and ANSYS software. The influence factor and law of fractured component's stress was found out, and the fatigue life of some stress levels was estimated. Finally, improvement proposals for increasing the gap B to 0.273 mm and 0.279 mm to ensure the rocker's shortest life and whole life were given respectively. Thus, the basis for the troubleshooting in engineering was provided.

Key words: bleed valve mechanism; virtual prototyping; dynamic simulation; parameterized analysis; fault recur; influence regularity

航空发动机中间级放气活门机构是提高发动
机稳定工作范围的有效措施,被现代航空发动机
所广泛采用.一旦此机构在飞行过程中失效,压气

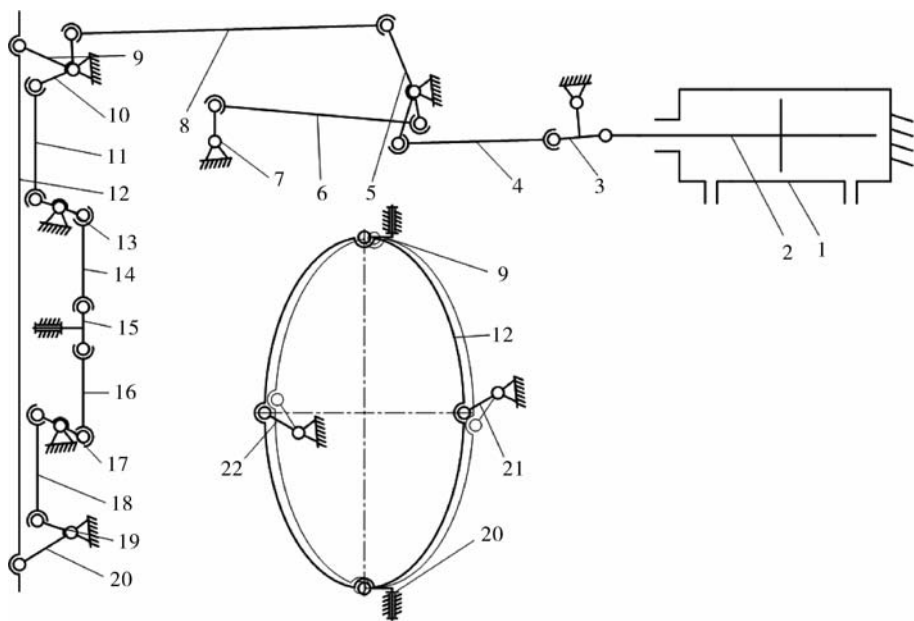
机叶片就有可能在低换算转速下发生失速,甚至
出现喘振,造成严重的飞行事故.而该机构在工作
时需要引入一套操作系统.因为航空发动机工作

环境及放气活门机构运动的复杂性,操作系统故障时有发生.经文献查阅可发现,多型航空发动机的类似操作系统均发生过故障^[1-3],某发动机放气活门机构也出现摇臂断裂故障.基于动力学仿真的虚拟样机技术可以大幅度地提高机构设计效率,且可方便地修改设计缺陷,相比于传统机构设计方法具有明显优势^[4-5].虚拟样机技术已应用在航空发动机可调静叶机构仿真^[6-10],但直接应用于放气活门机构仿真的很少,特别是应用于故障重现方面还未见文献报道.

本文利用动力学仿真软件 ADAMS 与有限元软件 ANSYS 联合仿真,分析某型发动机放气活门机构中摇臂断裂故障的原因.

1 放气活门机构基本结构

某型机放气活门(BV)与进口可调导流叶片(IGV)由同一个液压作动筒带动,通过连杆机构联动,放气活门采用左右两边动力驱动,其运动原理图如图 1 所示.



1 作动筒; 2 活塞柄; 3 活塞柄摇臂; 4 BV和IGV转接连杆; 5 转接摇臂; 6 IGV连杆; 7 IGV; 8 BV摇臂; 9 摇臂1; 10 曲柄1; 11 连杆1; 12 放气活门; 13 曲柄2; 14 连杆2; 15 曲柄3; 16 连杆3; 17 曲柄3; 18 连杆4; 19 曲柄4; 20 摇臂2; 21 摇臂3; 22 摇臂4

图 1 放气活门机构原理图

Fig. 1 Schematic of the bleed valve mechanism

2 放气活门机构仿真模型建立^[11-14]

2.1 放气活门机构仿真模型初步建立

放气活门机构仿真模型的建立分为两部分:

1) 直接在 ADAMS 软件中建立放气活门机构机匣外部联动机构模型(简称模型 1)如图 2 所示;因为这部分机构需要进行参数化仿真分析以模拟构件加工误差或装配情况不同引起驱动过程中的偏差,且这部分机构不是系统故障出现的地方,所以建立简化模型不仅对结果几乎没有影响,而且可以提高计算效率.

2) 为真实再现放气活门部分机构故障,先在三维制图软件 UG 中建立放气活门部分机构较为真实的实体模型(简称模型 2),然后导入 AD-

AMS 中进行仿真计算,如图 3.

根据真实机构中各构件之间的连接关系,在 ADAMS 中为模型 1 和模型 2 各构件之间添加运动副约束和接触对(见图 2 与图 3). 活塞的位移驱动输入使用 STEP 函数,需保证 IGV 输入转角和放气活门轴向移动距离与实际机构相符.

2.2 细节结构仿真模型

经观察发现,放气活门为很薄的环带结构,易产生柔性变形,将对摇臂的受力产生比较大的影响,并且存在两处可能引起机构碰磨的地方:①在放气带外圈 1 点、4 点和 7 点位置(顺航向)各存在一个摩擦块,见图 4. 通过放气活门上的磨痕可知,3 个摩擦块在实际工作过程中确实与放气活门存在摩擦,这会直接导致机构受力增大;②因摇



图 2 放气活门机构仿真模型 1

Fig. 2 Simulation modal 1 of the bleed valve mechanism



图 3 放气活门机构仿真模型 2

Fig. 3 Simulation modal 2 of the bleed valve mechanism

臂与放气活门的连接部位零件数很多,且两者之间的活动间隙 B (沿摇臂轴向,见图 5)很小,很可能因为制造、装配误差或放气活门的变形导致间隙 B 不足,而使两构件之间也出现摩擦现象。

针对放气活门机构这三处细节,需要对模型 2 进行细化:①柔性化放气活门构件;具体步骤为:利用 ANSYS 将放气活门构件实体模型划分网格,在 ADAMS 中替换原有的放气活门刚性体,并验证柔性放气活门的质量与模态是否与 ANSYS 计算结果相同。②在放气活门构件外侧对应位置建立 3 个长方体摩擦块,与机匣固连,并与放气活门之间设置接触对,如图 4。参数化定义摩擦块的径向位置以模拟其与放气活门之间径向间隙 M 的大小;③在 4 个摇臂与放气活门间隙中分别建立一圆柱体,与对应摇臂固连,并与放气活门之间定义接触对。圆柱体长度由设计变量 X_j 控制,则摇臂与放气活门间隙 $B = 1.83 - X_j$,如图 5。

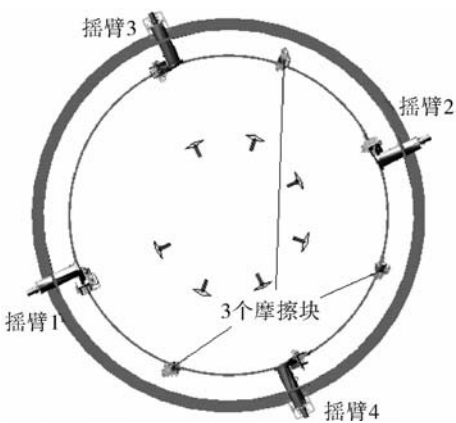


图 4 摩擦块在模型 2 中的位置(顺航向)

Fig. 4 Position of friction blocks in modal 2 (along the course)

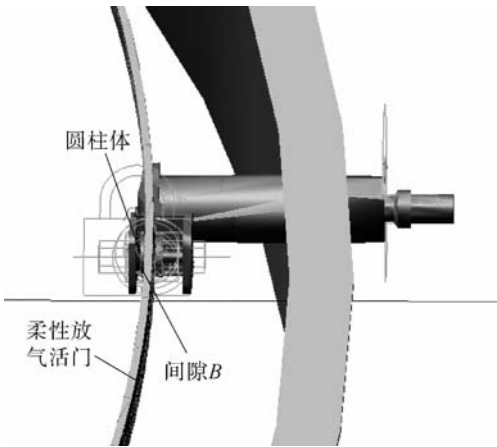


图 5 摇臂及间隙 B 的细节模型

Fig. 5 Detail modal of the rocker and gap B

3 放气活门机构仿真与故障现象分析

3.1 故障现象分析

对摇臂 1 断裂实物分析得知:首先,摇臂多次断裂位置基本相同,均位于转轴与摇柄根部转接 R 处,且由断口分析可知为疲劳断裂,见图 6。

对模型 2 进行初步分析可知,可能发生断裂的摇臂受力主要受三方面因素的影响^[15]:①放气活门两主动摇臂(摇臂 1 与摇臂 2)驱动输入的转角差;②3 个摩擦块与放气活门的径向间隙 M ;③摇臂与放气活门的间隙 B 。

由有限元应力分析结果可知,当摇臂 1 受力主要沿摇臂轴向时,最大应力点与摇臂起裂位置重合,随着机构的多次反复运动,构件受到脉动载荷的作用,在此处会发生疲劳断裂。



图 6 真实摇臂断口图

Fig. 6 Fractured photo of actual rocker

表 1 放气活门机构运动仿真结果

Table 1 Kinematic simulation result of the bleed valve mechanism

驱动曲线		L_1 /mm	L_2 /mm	L_3 /mm	L_4 /mm	α /($^{\circ}$)	$\beta_{12,\max}$ /($^{\circ}$)
摇臂 1	摇臂 2						
Spline_1	Spline_2	335.5	314.5	302.8	302.5	-13.2	0.4738
Spline_3	Spline_4	335.2	314.7	302.3	303.1	-14	0.7488
Spline_5	Spline_6	343.8	309.2	308.1	309.1	-26	1.0839

先取两主动摇臂驱动输入转角差 $\beta_{12,\max}$ 为 1.0839° 时,即将模型 2 摇臂 1 的位移驱动函数利用差值函数 AKISPL 设为驱动曲线 spline_5,摇臂 2 的位移驱动函数设为驱动曲线 spline_6,考虑间隙 B 与间隙 M 对摇臂 1 受力的影响.经多次仿真计算可知:①间隙 B 主要影响摇臂 1 的轴向(Z)力,见图 7;②间隙 M 主要影响摇臂 1 的径向(X)与周向(Y)力,见图 8 和图 9.

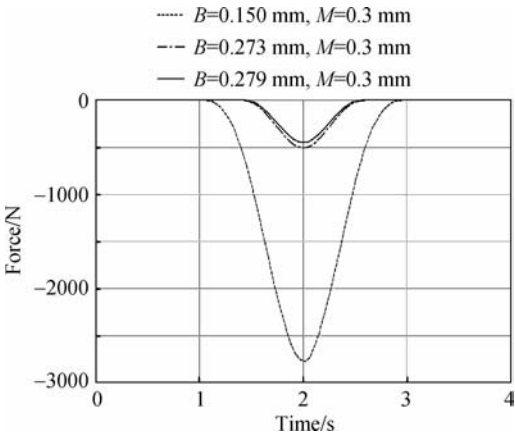


图 7 间隙 B 对摇臂 1 轴向力的影响

Fig. 7 Influence of gap B on rocker 1 axial force

分别将表 1 中 3 种驱动输入转角差时 $\beta_{12,\max}$ 为 0.4738° , 0.7488° 或 1.0839° 时的驱动曲线设置为模型 2 的位移驱动,可知转角差主要对摇臂 1 的周向力和径向力产生影响,图 10,图 11 分别

3.2 放气活门机构模型仿真

根据上述分析,仿真主要模拟以上三方面因素对摇臂 1 受力的影响.首先,对模型 1 进行优化仿真,得出连接放气活门两个动力输入端的四连杆机构 4 个杆长变化造成两边驱动输入转角差异,见表 1. 其中 $\beta_{12,\max}$ 代表摇臂 1 与摇臂 2 转角的最大差值. L_1, L_2, L_3, L_4 分别为 4 个连杆长度, α 为曲柄 1 的初始转角.

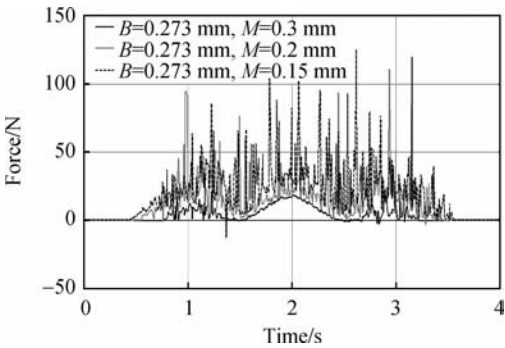


图 8 间隙 M 对摇臂 1 径向受力影响

Fig. 8 Influence of gap M on rocker 1 radial force

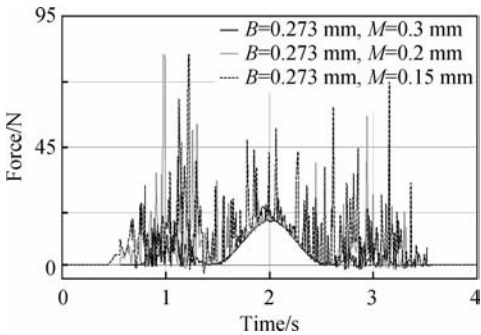


图 9 间隙 M 对摇臂 1 周向受力影响

Fig. 9 Influence of gap M on rocker 1 circumferential force

表示为 $B=0.273\text{ mm}, M=0.2\text{ mm}$ 时转角差对摇臂 1 径向和周向受力的影响.

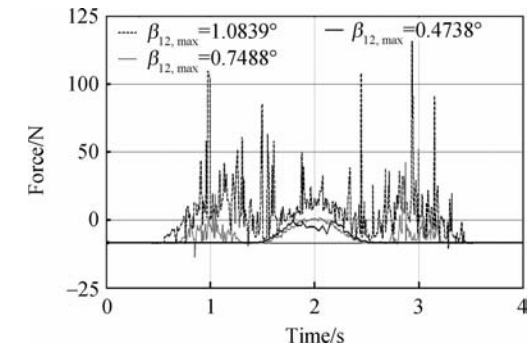


图 10 摇臂转角差对摇臂 1 径向力的影响
Fig. 10 Influence of rocker angle difference on rocker 1 radial force

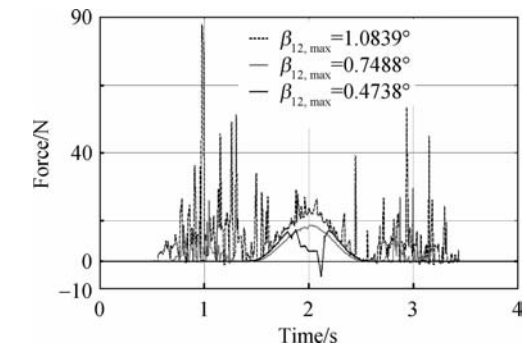


图 11 摇臂转角差对摇臂 1 周向力的影响
Fig. 11 Influence of rocker angle difference on rocker 1 circumferential force

进一步分析摇臂 1 的受力原因可知:

1) 摇臂 1 的轴向力增大主要因间隙 B 不足, 运动过程中摇臂对柔性放气活门形成拉扯所致, 其在放气活门最大张开(2 s)时达到最大;

2) 摇臂 1 的周向力与径向力主要由放气活门与三摩擦块的摩擦引起, 因此受力呈小幅度波动, 在机构工作的 1, 3 s 附近位置最大. 受力大小主要由摩擦块与放气活门间隙 M 和转角差两个因素决定. 因转角差决定放气活门运动中的偏斜度, 所以其愈大或间隙 M 愈小都导致周向力和径向力增加, 但与轴向力相比, 这两个方向的力量级小且对摇臂起裂点应力影响小;

因此, 摇臂与放气活门间隙 B 不足为机构工作失效的主要原因, 间隙 M 与转角差也会引起机构受力增加, 运动平顺性下降.

4 断裂摇臂的应力分析及寿命估算

取转角差为 1.0839° , $M=0.3\text{ mm}$, 计算不同间隙 B 时, 摇臂 1 的中值寿命. 先在 ADAMS 中进行动力学仿真, 计算摇臂 1 的三方向受力, 2 s

时(摇臂轴向力最大, 应力也最大)轴向力为 F_z , 周向力为 F_y , 径向力为 F_x , 再利用 ANSYS 计算此刻摇臂 1 的最大第一主应力 $\sigma_{\max}$, 最后估计其寿命 N .

因缺少摇臂材料 1Cr18Ni2MnV 疲劳数据, 只能进行中值寿命估计^[16-18]. 利用材料静强度及疲劳极限数据做出材料的对数应力寿命曲线, 见图 12, 采用插值方法计算不同 $\sigma_{\max}$ 对应的中值寿命. 计算结果见表 2.

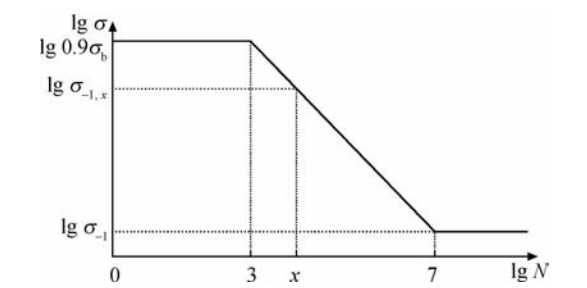


图 12 材料对数应力寿命曲线
Fig. 12 Material logistic S-N curve

表 2 不同间隙 B 对应的摇臂 1 均值寿命
Table 2 Rocker 1's life of different gap B

间隙 B/mm	F_x/N	F_y/N	F_z/N	$\sigma_{\max}/\text{MPa}$	寿命 N
0.150	110.8	96.4	-2773.7	大于 σ_b	
0.273	74.1	42.7	-508.5	693	12 265
0.279	30.5	27.2	-450.8	617	48 300

当间隙 B 为 0.273 mm 时, 摇臂 1 第一主应力云图如图 13 所示, 其他几种情况下应力分布与其相似. 可知, 最大第一主应力 $\sigma_{\max}$ 正好位于摇臂的起裂位置, 证明仿真计算结果与实际故障现象相符.

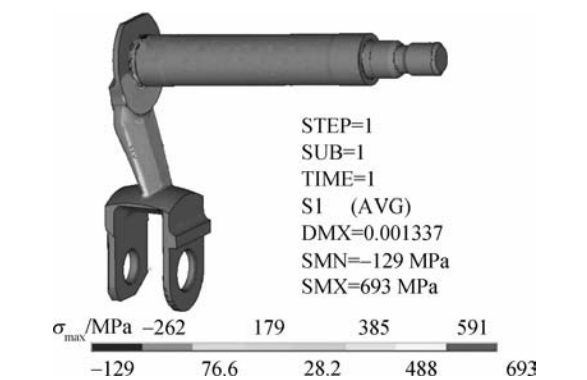


图 13 断裂件摇臂 1 的第一主应力分布云图
Fig. 13 First principal stress of fractured rocker 1

根据实际使用中统计的单次起落的平均飞行时间及摇臂使用寿命周期,估算摇臂平均寿命不能低于 $n \times 2600$ 次,其中取 $n=4$ 为寿命分散系数,建议摇臂与放气活门间隙 B 不能小于 0.273 mm . 若想进一步保证摇臂全寿命使用(寿命不低于 $n \times 10400$ 次),则建议间隙 B 不小于 0.279 mm .

5 结 论

1) 本文将虚拟样机技术应用于航空发动机放气活门机构的故障分析中,建立了某型航空发动机放气活门机构的仿真模型. 为考虑机构加工或装配误差的影响,参数化处理外部连杆机构部分,并对其进行优化分析;为模拟故障件受力,建立了放气活门部分机构的刚柔混合仿真模型,分析了摇臂受力的主要影响因素及其影响规律;证明了虚拟样机技术在机构故障分析中的应用潜力.

2) 仿真再现了放气活门机构摇臂断裂故障,找出引起放气活门机构发生断裂故障的主要原因,给出改进建议,为排故提供了理论依据.

参考文献:

[1] 夏存江. CFM56-3 发动机可变几何控制系统对发动机性能的影响[J]. 航空发动机,2008,34(3):42-45.
XIA Cunjiang. Effect of CFM56-3 engine variable geometry control system on aeroengine performance[J]. Aeroengine,2008,34(3):42-45. (in Chinese)

[2] 李世林. VSV 系统对 CFM56 发动机喘振的影响分析[J]. 科学技术与工程,2011,11(20):4934-4936.
LI Shilin. Research on VSV faults based CFM56 engine surge[J]. Science Technology and Engineering,2011,11(20):4934-4936. (in Chinese)

[3] 唐庆如,孔萌. CFM56-7B 发动机 VSV 结构损伤分析[J]. 航空维修与工程,2011(4):31-33.
TANG Qingru,KONG Meng. Analysis of CFM56-7B VSV structural damage[J]. Aviation Maintenance & Engineering,2011(4):31-33. (in Chinese)

[4] 杨国柱,詹承禹. 复杂空间四连杆传动系统的一种算法[J]. 航空学报,1991,12(8):339-442.
YANG Guozhu,ZHAN Chengyu. An algorithm for a transmission mechanism system with 3-D space four-bar linkage[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,1991,12(8):339-442. (in Chinese)

[5] 贺飞,陈国智,温泉,等. 涡轴发动机叶片调节机构设计及应用[J]. 航空动力学报,2007,22(2):332-336.
HE Fei,CHEN Guozhi,WEN Quan,et al. Design of the control mechanism for the multistage axial compressor variable vane[J]. Journal of Aerospace Power,2007,22(2):332-336. (in Chinese)

[6] 杨伟,徐伟. ADAMS 参数化分析在高压压气机调节机构设计中的初步应用[J]. 燃气涡轮试验与研究,2012,25(4):20-24.
YANG Wei,XU Wei. Preliminary application of parameterized analysis based on ADAMS in VSV's adjusting mechanism design of high pressure compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Research,2012,25(4):20-24. (in Chinese)

[7] 杨伟,罗秋生,张少平,等. 基于 UG 和 ADAMS 的调节机构虚拟样机动力学仿真[J]. 燃气涡轮试验与研究,2009,22(2):22-25.
YANG Wei,LUO Qiusheng,ZHANG Shaoping,et al. Dynamics simulation of compressor's adjusting mechanism virtual prototyping based on UG & ADAMS[J]. Gas Turbine Experiment and Research,2009,22(2):22-25. (in Chinese)

[8] 杨勇刚,张力. 几种摇臂与联动环连接结构对比分析[J]. 航空发动机,2012,38(6):34-37.
YANG Yonggang,ZHANG Li. Contrast analysis of several rocker and drive ring connecting structure[J]. Aeroengine,2012,38(6):34-37. (in Chinese)

[9] Riesland D. Aircraft engine analysis using ADAMS[R]. Rome,Italy:European ADAMS User Conference,2000.

[10] Hensges M. Simulation and optimization of an adjustable inlet guide vane for industrial turbo compressors[R]. ASME Paper GT2008-50242,2008.

[11] 李增刚. ADAMS 入门详解与实例[M]. 北京:国防工业出版社,2006.

[12] MSC Software. MSC ADAMS/View 高级培训教程[M]. 邢俊文,陶永忠,译. 北京:清华大学出版社,2004.

[13] 洪嘉振,刘锦阳. 机械系统计算动力学与建模[M]. 北京:高等教育出版社,2011.

[14] 郭卫东. 虚拟样机技术与 ADAMS 应用实例教程[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2008.

[15] 黄真,赵永生,赵铁石. 高等空间机构学[M]. 北京:高等教育出版社,2006.

[16] 龚曙光,谢桂兰,黄云清. ANSYS 参数化编程与命令手册[M]. 北京:机械工业出版社,2009.

[17] 苏清友. 航空涡喷、涡扇发动机主要零部件定寿指南[M]. 北京:航空工业出版社,2004.

[18] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京:国防工业出版社,2003.

(编辑:秦理曼)