

机匣参数对双转子航空发动机整机动力学特性的影响分析

孟照国¹ 王昊¹ 秦海勤^{2†} 徐可君²

(1.青岛科技大学机电工程学院, 青岛 266061) (2.海军航空大学航空机械系(青岛校区), 青岛 266041)

摘要 以某航空发动机带机匣双转子试验器为参考,分别采用截锥壳元素法和 Timoshenko 梁理论对其机匣和双转子系统进行了有限元建模,得到了试验器的整机有限元模型.研究了机匣参数对双转子航空发动机整机动力学特性的影响.研究表明:随机匣-转子质量比的增大,机匣的振动先减小后增大,从优化整机振动响应角度出发存在最佳质量比,当机匣-转子质量比约等于 0.45 时,整机系统的振动最小;采用不同材料的机匣对整机系统的临界转速影响不大,但对整机系统振动具有一定影响,当机匣采用合金钢时,整机系统的振动最小,采用铝合金时,整机系统的振动最大.

关键词 航空发动机, 机匣, 整机振动, 双转子

DOI: 10.6052/1672-6553-2017-084

引言

航空发动机运行时,转子的振动会通过机匣传递给飞机,因此机匣的尺寸与材料参数对发动机整机振动的影响有着必然联系.

到目前为止,国内外学者对双转子航空发动机整机动力学特性进行了大量研究,这些研究大部分基于叶片机匣碰摩、整机振动的不平衡、不对中以及整机系统中滚动轴承的故障分析.如陈果^[1]研究了双转子航空发动机的整机振动规律,计算了双转子系统临界转速和应变能分布,分析了挤压油膜阻尼器的减振性能以及突加不平衡系统所产生的瞬态振动规律,并通过实验验证了航空发动机整机建模的正确有效性^[2].同时国内外学者对航空发动机中的碰摩故障也进行了深入研究^[3-13].在这些研究中均将机匣划分为梁单元进行建模,一定程度上满足了整机建模的需要,但没有明确机匣参数对航空发动机整机动力学特性的影响.

欧园霞^[14]采用截锥壳元素法对机匣单元进行了有限元分析,研究得出当采用曲面壳单元或截锥壳单元时能获得较好的计算精度;而采用梁单元分析时,误差较大.温登哲^[15]针对机匣系统几何参数

对其固有频率的影响进行了有益探索,得出了若干结论,但在建模过程中没有考虑转子系统的影响.

本文在前人研究的基础上,以某航空发动机带机匣双转子试验器为参考,分别采用截锥壳元素法和 Timoshenko 梁理论对其机匣和双转子系统进行了有限元建模,研究了机匣参数对双转子航空发动机整机动力学特性的影响,得出了若干结论,为优化航空发动机整机振动提供一定参考.

1 双转子航空发动机整机动力学建模

1.1 系统模型建立示意图

航空发动机结构复杂,建立准确的航空发动机模型异常困难,因此,本文以图 1 中某航空发动机整机动力学特性试验器为模型,建立航空发动机双转子-支承-机匣耦合动力学模型.如图 2 所示,该发动机双转子-支承-机匣耦合动力学模型的转子系统由风扇转子、高压转子和低压转子 3 个转子组成,其中风扇转子与低压转子通过套齿联轴器 I 连接,高压转子与低压转子在 D 位置通过中介轴承连接.整个转子分别在 A、B、C、E 位置通过轴承-弹性支承与机匣连接.机匣在 F、G、H 位置通过弹性支承与基础连接.



图 1 航空发动机整机动力学特性试验器

Fig.1 Dynamic characteristics of dual-rotor aero-engine experimental apparatus

1.2 系统有限元模型建立

将图 2 中的双转子-支承-机匣耦合动力学模型简化为图 3 中的整机系统有限元模型,其中转子轴的有限元建模方法采用 Timoshenko 梁理论^[16].在机匣的有限元建模上,国内外学者大都把机匣看作转速为零的梁元素,而对于实际的航空发动机,机匣的厚度为 1~2mm,在实际振动时会产生周向变形,而梁元素法并未考虑该周向变形,因此在用梁元素法对机匣进行有限元建模时会产生较大误差.为此,本文采用截锥壳法对机匣进行建模,将机匣简化成有限个锥壳单元的组合,该模型能极大提高计算精度.

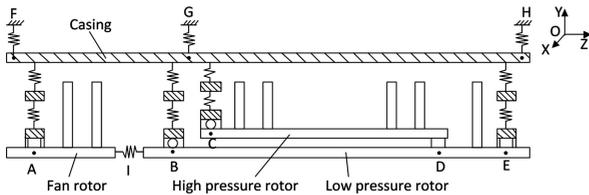


图 2 航空发动机双转子-支承-机匣耦合动力学模型

Fig.2 Dynamics model of dual rotor-bearing-casing coupling for aero-engine

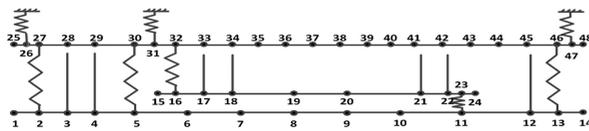


图 3 整机系统有限元模型

Fig.3 Finite element model of whole aero-engine system

1.3 机匣模型的验证

以文献[17]中所给的机匣模型和参数为例来验证本文所编程序的正确性,将本文计算结果与文献中的实验结果列于表 1 中,可以看出二者十分吻合.

2 带机匣双转子航空发动机整机振动分析

2.1 模型初始参数

为简化计算,不考虑支承阻尼,当机匣与双转

子系统耦合时,周向波数取 1.相关计算初始参数见表 2~表 5.

表 1 两端自由边界条件下圆柱壳自振频率

Table 1 Natural frequency of circular shell with two free ends

order	circumferential wave numbers	the experimental results (Hz)	the calculation results (Hz)
1	2	98.176	98.583
2	2	132.116	131.10
3	3	276.823	278.82
4	3	330.554	330.81
5	4	529.788	534.51
6	4	591.95	595.21
7	5	855.272	864.24
8	5	921.213	929.21
9	6	1254.861	1267.9
10	6	1323.701	1335.0

表 2 转子主要计算参数

Table 2 Main parameters of rotor

parameters	density of disks (kg/m ³)	thickness of disks (m)	outer/inner diameter of disk (m)	axial length (m)
fan rotor	7850	0.03	0.41/0.07	0.489
low pre-ssure rotor	7850	0.02	0.41/0.07	1.329
high pre-ssure rotor	7850	0.02	0.41/0.07	0.8

outer dia-meter of axial (m)	inner diameter of axial (m)	elasticity modulus (Pa)	Poisson's ratio	density of axial (kg/m ³)
0.07	0.056	1.2×10 ¹¹	0.3	7850
0.07	0	2.0×10 ¹¹	0.28	7850
0.07	0.056	2.0×10 ¹¹	0.28	7850

表 3 转子-机匣支承参数

Table 3 Parameters of rotor-casing support

support	node of rotor	node of casing	stiffness (N/m)
A	2	27	5.3571×10 ⁶
B	5	30	1.875×10 ⁷
C	13	46	6.8966×10 ⁶
E	16	32	1.1538×10 ⁷

表 4 转子-转子中介轴承支承参数

Table 4 Parameters of rotor-rotor intermediate bearing

support	node of low pressure rotor	node of high pressure rotor	stiffness (N/m)
D	11	23	2.5×10 ⁸

表 5 机匣-基础连接参数

Table 5 Parameters of casing-base link

support	node of casing	stiffness (N/m)
F	26	5×10 ⁷
G	31	5×10 ⁷
H	47	5×10 ⁷

2.2 不同机匣-转子质量比下的整机动力响应分析

在实际整机系统设计中,转子的尺寸材料参数通常根据实际所需设计,转子的质量不会发生太大变化,而机匣的厚度以及材料会有所不同.为研究不同机匣尺寸参数对双转子系统整机耦合模型振动响应的影响,设径向不平衡力作用在节点 4、12、17 上,不平衡质量为 $m = 0.005\text{kg}$,不平衡质量半径为 $e = 0.2\text{m}$,高压转子转速为 $9000\text{rev}/\text{min}$,低压转子转速为 $6000\text{rev}/\text{min}$,转速比为 -1.5 ,反向旋转.机匣的主要计算参数见表 6.

表 6 机匣主要计算参数

Table 6 Parameters of casing

parameters	elements	length (m)	density (kg/m^3)
casing	24	1.746	7900
Poisson's ratio	elasticity modulus (Pa)	radius (m)	thickness (m)
0.3	2.06×10^{11}	0.326	0.002

图 4 与图 5 分别为考虑和不考虑机匣所得的系统各阶临界转速.当只考虑转子,不考虑机匣支承时,取节点 5 的响应进行分析,其时域波形与频谱如图 6 所示,当考虑机匣支承时,节点 5 的时域波形与频谱如图 7 所示,其中 N1 为低压转子工频、N2 为高压转子工频,比较二者可以看出考虑机匣支承时系统各阶频率振幅均增大.这是由于机匣支承使整机支承刚度减小所导致.另由图 4 与图 5 可以看出,机匣支承使系统各界临界转速降低.

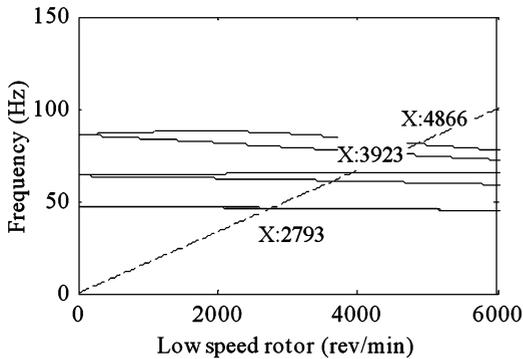


图 4 转子系统 Campbell 图

Fig.4 Campbell diagram of rotor system

为研究机匣与转子的质量比对整机系统影响的规律,通过改变机匣厚度从而实现不同机匣与转子的质量比,得到不同机匣-转子质量比下系统的前三阶临界转速,如表 7 所示.

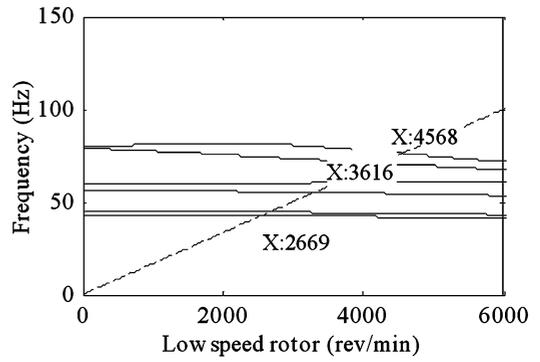
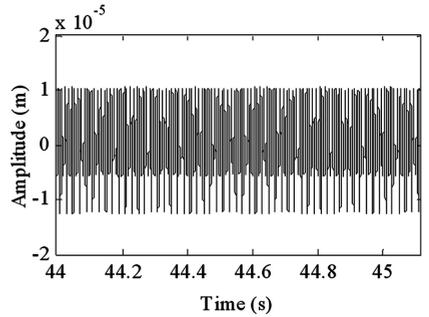


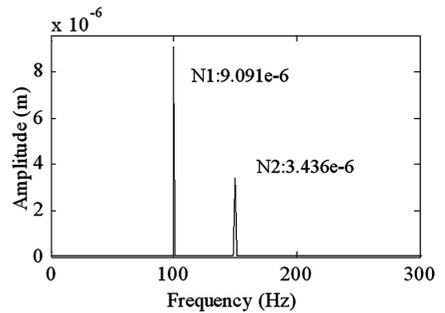
图 5 整机系统 Campbell 图

Fig.5 Campbell diagram of whole aero-engine



(a) x 方向时域波形

(a) Time domain waveform in x direction



(b) x 方向时幅频谱

(b) Amplitude spectrum in x direction

图 6 转子系统节点 5 仿真图

Fig.6 Simulation of node 5 on rotor system

表 7 不同机匣转子质量比下的整机系统前三阶临界转速

Table 7 The first three order critical speed of whole aero-engine in different casing-rotor mass ratio

casing-rotor mass ratio	the first order critical speed (rev/m)	the second order critical speed (rev/m)	the third order critical speed (rev/m)
0.1456	2661	3591	4540
0.21847	2667	3608	4560
0.2913	2669	3616	4568
0.36412	2671	3622	4574
0.4369	2674	3623	4577
0.50977	2675	3627	4582
0.5826	2674	3629	4582
0.65542	2673	3629	4583
0.7282	2676	3630	4584

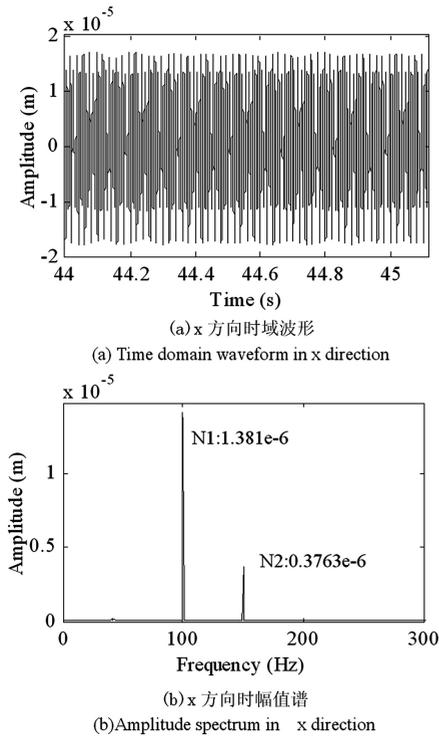
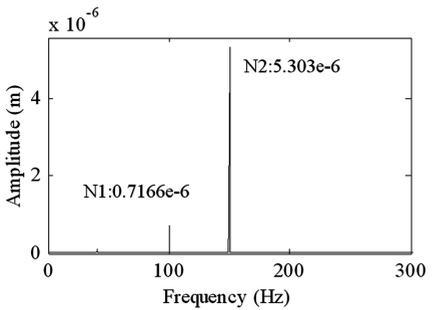


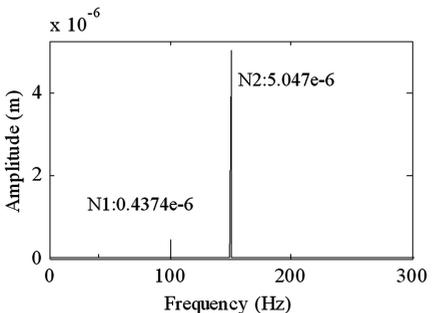
图 7 整机系统节点 5 仿真图

Fig.7 Simulation of node 5 on whole aero-engine system

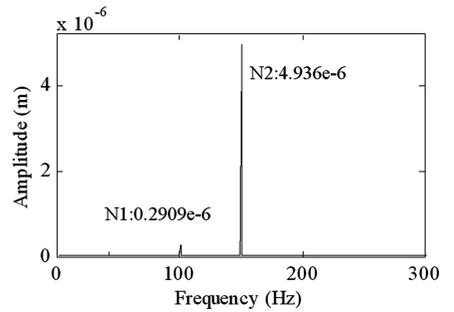
从表 7 可以看出,机匣-转子质量比越大,各阶临界转速也越大,但增大的幅度较小.取机匣上的节点 31 为响应节点进行分析,改变机匣-转子的质量比,算得响应节点 31 的频谱如图 8 所示,可以看出随着机匣-转子质量比的增加,N1 频率的幅值逐渐减小,最后消失.



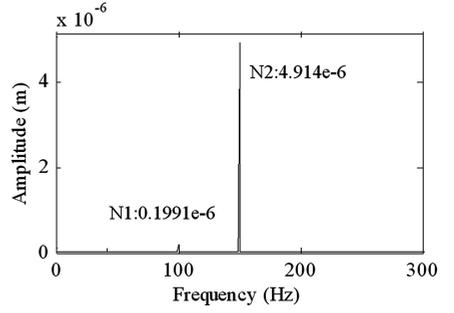
(a) Amplitude spectrum for casing-rotor mass ratio of 0.1456



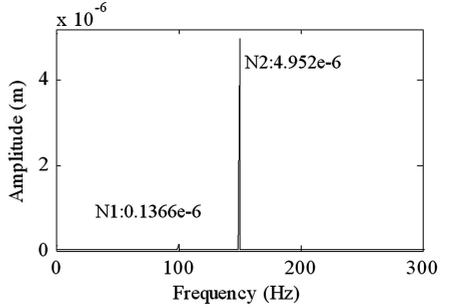
(b) Amplitude spectrum for casing-rotor mass ratio of 0.21847



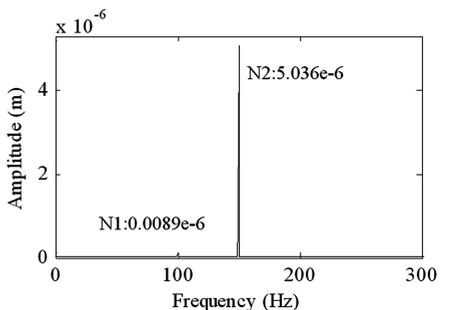
(c) Amplitude spectrum for casing-rotor mass ratio of 0.2913



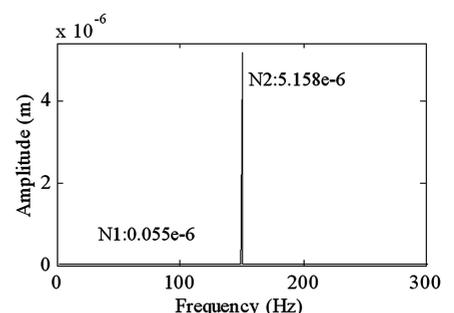
(d) Amplitude spectrum for casing-rotor mass ratio of 0.36412



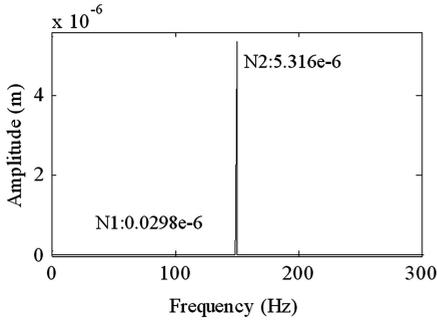
(e) Amplitude spectrum for casing-rotor mass ratio of 0.4369



(f) Amplitude spectrum for casing-rotor mass ratio of 0.50977

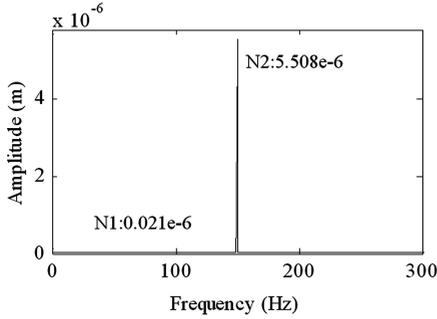


(g) Amplitude spectrum for casing-rotor mass ratio of 0.5826



(h) 质量比为 0.65542 时的幅值谱

(h) Amplitude spectrum for casing-rotor mass ratio of 0.65542



(i) 质量比为 0.7282 时的幅值谱

(i) Amplitude spectrum for casing-rotor mass ratio of 0.7282

图 8 不同机匣-转子质量比下节点 31x 方向的幅值谱

Fig.8 Amplitude spectrum of node 31 with different casing-rotor mass ratio

节点 31 的振幅随质量比变化的曲线如图 9 所示.可看出响应节点的振动随着机匣-转子质量比的增加先减小后增大,从优化整机振动响应角度而言存在一定的最佳质量比.

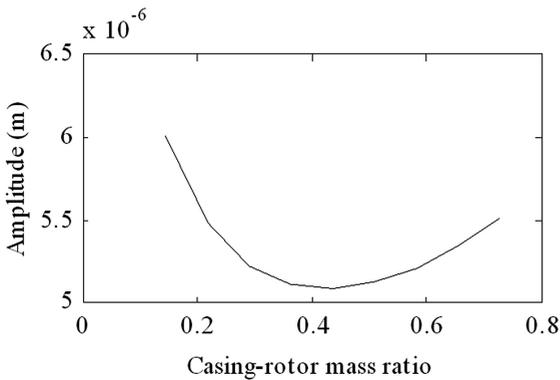


图 9 不同机匣-转子质量比下节点 31 的振幅

Fig.9 Amplitude of node 31 with different casing-rotor mass ratio

2.3 不同机匣材料下的整机动力响应分析

为研究不同机匣材料对航空发动机整机动力学特性的影响,设转子转速与不平衡力同 2.2 节,机匣的参数如表 8 所示,选取三种常用机匣材料钛合金、铝合金、合金钢,不同材料的参数如表 9 所示.

表 8 机匣主要计算参数

Table 8 Parameters of casing

elements	radius (m)	thickness (m)	length (m)
24	0.326	0.002	1.746

表 9 不同材料的主要计算参数

Table 9 Parameters of different materials

materials	Poisson's ratio	density (kg/m ³)	elasticity modulus (Pa)
titanium alloy	0.34	4500	1.03×10 ¹¹
aluminum alloy	0.3	2800	0.69×10 ¹¹
alloy steel	0.3	7900	2.06×10 ¹¹

经计算得到三种机匣材料下整机系统的临界转速如表 10 所示,可以看出前三阶临界转速:合金钢>钛合金>铝合金.不同机匣材料下响应节点 31 的频谱图如图 10~12 所示,响应节点的振幅如图 13 所示.

表 10 不同机匣材料下整机系统临界转速

Table 10 Critical speed of whole aero-engine with different casing materials

casing materials	the first order critical speed	the second order critical speed	the third order critical speed
aluminum alloy	2655	3577	4525
titanium alloy	2663	3596	4545
alloy steel	2669	3616	4568

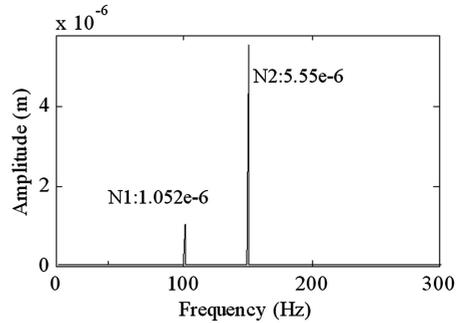


图 10 铝合金机匣节点 31 幅值谱

Fig.10 Amplitude spectrum of node 31 of aluminum alloy casing

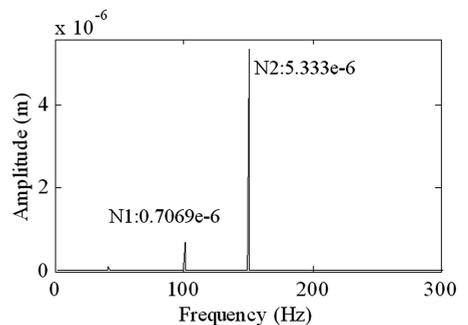


图 11 钛合金机匣节点 31 幅值谱

Fig.11 Amplitude spectrum of node 31 of titanium alloy casing

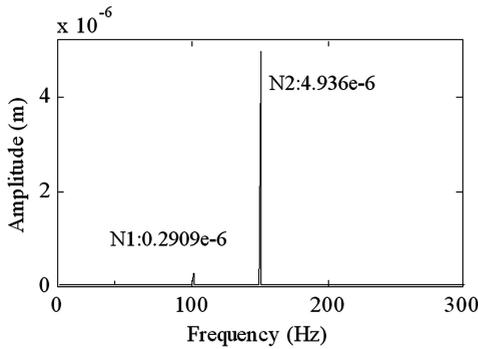


图12 合金钢机匣节点31幅值谱

Fig.12 Amplitude spectrum of node 31 of alloy steel casing

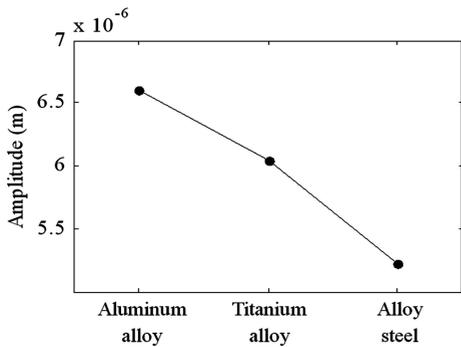


图13 采用不同机匣材料时节点31的振幅

Fig.13 Amplitude of node 31 with different casing material

可以看出高、低压转子工频幅值:合金钢<钛合金<铝合金.经计算,机匣分别采用铝合金、钛合金、合金钢材料时机匣-转子质量比分别为0.10325、0.16593、0.2913,所得结论符合上文所述规律.

3 结论

(1)机匣支承使整机支承刚度减小.随机匣-转子质量比的增大,机匣的振动先减小后增大,从优化整机振动响应角度而言存在最佳质量比,在机匣-转子质量比约等于0.45时,整机系统的振动最小.

(2)机匣采用不同的材料对整机系统的临界转速影响不大,但对整机系统振动具有一定影响.当机匣采用合金钢时,整机系统的振动最小,采用铝合金时,整机系统的振动最大.

参 考 文 献

1 陈果. 双转子航空发动机整机振动建模与分析. 振动工程学报, 2011, 24(6): 619~632 (Chen G. Vibration modeling and analysis for dual-rotor aero-engine. *Journal*

of Vibration Engineering, 2011, 24(6): 619~632 (in Chinese))

- 2 陈果. 航空发动机整机振动耦合动力学模型及其验证. 航空动力学报, 2012, 27(2): 241~254 (Chen G. A coupling dynamic model for whole aero-engine vibration and its verification. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(2): 241~254 (in Chinese))
- 3 陈果. 含碰摩故障的新型转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型. 振动工程学报, 2009, 22(5): 538~545 (Chen G. A dynamic model for rotor-ball bearing-stator coupling system with rubbing faults. *Journal of Vibration Engineering*, 2009, 22(5): 538~545 (in Chinese))
- 4 马辉, 吴志渊, 太兴宇. 含碰摩故障的转子-滚动轴承-机匣系统动力学特性分析. 航空动力学报, 2015, 30(8): 1950~1957 (Ma H, Wu Z Y, Tai X Y, et al. Dynamic characteristic analysis of rotor-blade-casing system with rub-impact fault. *Journal of Aerospace power*, 2015, 30(8): 1950~1957 (in Chinese))
- 5 陈果, 冯国权, 姜广义等. 航空发动机叶片-机匣碰摩故障的机匣振动加速度特征分析及验证. 航空发动机, 2014, 40(1): 10~16 (Chen G, Feng G Q, Jiang G Y, et al. Feature analysis and verification of casing vibration acceleration for aeroengine blade-casing rubbing fault. *Aeroengine*, 2014, 40(1): 10~16 (in Chinese))
- 6 陈果, 李向阳. 航空发动机整机振动中的不平衡-不对中-碰摩耦合故障研究. 航空动力学报, 2009, 24(10): 2277~2284 (Chen G, Li X Y. Study on imbalance-misalignment-rubbing coupling faults in aero-engine vibration. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(10): 2277~2284 (in Chinese))
- 7 陈果, 李成刚, 王德友. 航空发动机转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统的碰摩故障分析与验证. 航空动力学报, 2008, 23(7): 1304~1311 (Chen G, Li C G, Wang D Y. Nonlinear dynamic analysis and experiment verification of rubbing faults of rotor-ball bearing-support-stator coupling system for aero-engine. *Journal of Aerospace power*, 2008, 23(7): 1304~1311 (in Chinese))
- 8 王俨凯, 王理, 廖明夫等. 双转子发动机转子-机匣碰摩振动特性研究. 机械科学与技术, 2014, 33(4): 614~620 (Wang Y K, Wang L, Liao M F, et al. Exploring vibration characteristics of dual-rotor engine's rotor-to-case rub-impact. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2014, 33(4): 614~620 (in Chinese))
- 9 廖明夫, 于潇, 王四季等. 双转子系统的振动. 机械科

- 学技术, 2013, 32(3): 475~480 (Liao M F, Yu X, Wang S J, et al. The vibration features of a twin spool rotor system. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2013, 32(3): 475~480 (in Chinese))
- 10 廖明夫, 宋明波, 张霞妹. 转子/机匣碰摩引起的转子弯扭耦合振动. 振动、测试与诊断, 2016, 36(5): 1009~1017 (Liao M F, Song M B, Zhang X M. Coupled bending and torsional vibration due to rotor-casing contact. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2016, 36(5): 1009~1017 (in Chinese))
- 11 王永亮, 钟兢军, 崔颖等. 某单级压气机试验件叶顶碰摩特性研究. 动力学与控制学报, 2016, 14(4): 343~347 (Wang Y L, Zhong J J, Cui Y, et al. Analysis of blade rub-impact characteristics in a single stage compressor test rig. *Journal of Dynamics and Controls*, 2016, 14(4): 343~347 (in Chinese))
- 12 Padovan J, Choy F K. Nonlinear dynamics of rotor/blade/casing rub interactions. *Journal of Turbomachinery*, 1987, 109(4): 527~534
- 13 Roques S, Legrand M, Cartraud P, et al. Modeling of a rotor speed transient response with radial rubbing. *Journal of Sound and Vibration*, 2010, 329(5): 527~546.
- 14 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册(第19分册)转子动力学及整机振动. 北京: 航空工业出版社, 2000: 133~136.
- 15 温登哲. 航空发动机机匣模型的若干动力学特性研究. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015 (Wen D Z. Several dynamic characteristic of aero-engine case model. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015 (in Chinese))
- 16 Friswell M I, Penny J E T, Garvey S D, et al. Dynamics of rotating machines. Cambridge University Press, 2014
- 17 杨毅. 圆柱壳自由振动特性分析方法研究. 应用力学学报, 2011, 28(1): 59~63 (Yang Y. The research of vibration analysis methods for circular shell. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2011, 28(1): 59~63 (in Chinese))

ANALYSIS ON INFLUENCE OF CASING PARAMETERS ON DYNAMIC CHARACTERISTICS OF DUAL-ROTOR AERO-ENGINE

Meng Zhaoguo¹ Wang Hao¹ Qin Haiqin^{2†} Xu Kejun²

(1. Qingdao University of Science and Technology, Mechanical and Electrical Engineering Institute, Qingdao 266061, China)

(2. School of Naval Aviation Engineering Institute, Department of Aviation Mechanism in Qingdao Branch, Qingdao 266041, China)

Abstract Taking the experimental apparatus of dual rotor-bearing-casing aero-engine as the reference, the finite element model of casing and dual-rotor is established by using truncated conical shell element method and Timoshenko beam theory, separately, and the finite element model of whole aero-engine experimental apparatus has been got. The influence of casing parameters on whole aero-engine is studied. The research shows that with the increasing casing-rotor mass ratio, the vibration amplitude of casing decreased first and then increased. From the standpoint of optimizing the vibration amplitude of whole aero-engine, there is an optimum mass ratio. When casing-rotor mass ratio is about 0.45, the vibration amplitude is minimum. Different casing material has negligible effects on the critical speed, but it can influence the vibration amplitude of whole aero-engine. The vibration amplitude is minimum when alloy steel casing is used, and the vibration amplitude is maximum when aluminum alloy casing is used.

Key words aero-engine, casing, whole aero-engine vibration, dual-rotor