

着舰载荷作用下发动机整机动态响应数值仿真研究



刘璐璐¹, 吴泽宇¹, 韩佳奇¹, 罗刚², 赵振华², 陈伟¹

1. 南京航空航天大学 航空发动机热环境与热结构工业和信息化部重点实验室, 江苏 南京 210016

2. 南京航空航天大学 航空航天结构力学及控制全国重点实验室, 江苏 南京 210016

摘 要:着舰载荷作为航空发动机服役期间一种典型的载荷工况,国内外针对转子系统在此载荷下的振动问题开展了大量的理论和试验研究,得到具有较大参考价值的定性结论,但与真实航空发动机转子系统的模型参数相差较大,难以准确得到着舰载荷作用下航空发动机转子系统的振动响应。本文在某商业有限元软件中建立整机有限元模型,开展着舰载荷作用下整机动态响应仿真研究,结合试验结果与仿真结果验证该仿真分析方法的合理性,基于仿真结果研究着舰载荷在整机结构内的传递规律及着舰载荷作用下关键部件的动态响应,为涡扇发动机结构安全性设计提供了数值仿真研究方法。研究结果表明,着舰载荷从主安装节传递至整机结构,然后从辅助安装节传递出去;着舰载荷作用下关键部件的动态响应具有较明显的冲击响应特征。

关键词:航空发动机; 着舰载荷; 转子系统振动响应; 载荷传递规律

中图分类号: V231.96

文献标识码: A

DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2025.02.004

舰载机在着舰时承受较大的垂向下沉速度和航向速度,虽然着舰过程中舰载机的起落架、机翼安装节等结构具有一定的减震缓冲作用,但是航空发动机仍承受着较大的航向和垂向过载作用。目前,国内外对于舰载机着舰载荷作用下结构动态响应的研究主要集中于起落架系统、机翼安装节等机体主要载荷传递部位,而对于航空发动机转子与整机动态响应的试验及数值仿真研究鲜有报道^[1-2]。

着舰载荷作用下航空发动机的转子系统实际上处于一个非惯性坐标系中,即转子系统基础振动问题。基础振动往往会导致转子系统振动加剧,严重者甚至会引发转静部件间的碰摩故障,造成航空发动机严重损伤^[3]。从20世纪70年代开始,国内外学者在探讨基础激励下的转子系统振动响应问题方面展开了广泛的研究,研究内容包括基础激励下转子系统动力学建模方法^[4-6]、对模拟地震或基础冲击激励下转子系统振动特性的探究^[7-10]以及在机动飞行条件下考察惯性载荷对转子系统动力学特性的影响^[11-13]等。在动力学建模方面,早期是采用解析法来建立

转子系统的运动微分方程^[14],这种方法的优点在于函数表达简洁、变量关系清晰,但局限性在于难以准确预测复杂结构转子的非线性振动响应。随后,一些学者采用有限元法来建立转子系统的运动微分方程^[15],这种方法适用范围广、预测精度较高,能够适用于各种复杂条件下的转子系统研究,但计算求解需要耗费大量的资源,随着计算机技术的发展和有限元理论的不断成熟,目前,国内外学者普遍采用转子-支承-基础系统的建模方法来研究基础激励下转子的动力学行为。Kang Yuan等^[16]采用了集中质量、连续梁单元和平板型基础等三种方法,构建简化模型,以研究基础质量、尺寸和刚度对转子系统在基础激励下的振动特性所产生的影响。Han Qingkai等^[17]则针对安装在柔性基础上的Jeffcot转子,提出了一种单自由度基础简化建模方法。虽然基础简化建模方法能够控制模型规模,提高建模速度和计算效率,却难以准确预测基础激励下转子-支承-基础系统的动力学特性。因此,Cavalca^[18]和Chen Xi^[19]等分别提出了多自由度基础建模方法,以便更深入地

收稿日期: 2024-04-23; 退修日期: 2024-08-12; 录用日期: 2024-10-31

基金项目: 航空科学基金 (201941052001)

引用格式: Liu Lulu, Wu Zeyu, Han Jiaqi, et al. Numerical simulation study on the dynamic response of engine under landing load[J]. Aeronautical Science & Technology, 2025, 36(02): 46-60. 刘璐璐, 吴泽宇, 韩佳奇, 等. 着舰载荷作用下发动机整机动态响应数值仿真研究[J]. 航空科学技术, 2025, 36(02): 46-60.

研究基础激励下转子系统的动力学特性。

总的来说,当前国内外关于转子系统基础振动问题的研究较为充分,但大部分研究采用了 Jeffcot 转子或偏置单盘转子模型来探讨基础振动对转子系统振动特性的影响。尽管这些研究的结论具有一定的参考价值,但由于这些模型与真实航空发动机转子系统的模型参数存在较大差异,因此难以精确获得基础振动在真实条件下对转子系统振动响应的影响。

着舰载荷引发的突加基础冲击激励属于突加高能载荷的一种,目前国内外对突加高能载荷作用下航空发动机整机动态响应的研究大都集中于叶片丢失造成的突加不平衡载荷和鸟撞击载荷^[20],且研究大都通过对转子轮盘处的瞬态位移、轴承处支反力的响应峰值及特征部位的剩余不平衡量等关键参数进行分析,获得突加不平衡载荷对转子系统动态响应的影响规律^[21]。早期受限于有限元建模及数值仿真方法技术存在的不足,一般采用三叶片-轮盘-机匣有限元模型^[22]来研究叶片丢失激励下整机动态响应问题。随着有限元建模方法和数值仿真技术的不断发展,现阶段主要通过显式与隐式计算相结合的方法对整机模型进行数值仿真分析。Heidari 等^[23]基于 LS-DYNA 和 NASTRAN 软件针对叶片丢失载荷作用下整机动态响应问题开发出一种显式-隐式动力学分析方法,该方法能够在不占用太多计算资源的前提下较准确地得到叶片丢失 20ms 到 15s 内转子系统的振动幅值和关键部件的瞬态载荷峰值。刘璐璐等^[24]基于 LS-DYNA 软件建立真实大涵道比涡扇发动机有限元模型开展叶片丢失条件下整机动态响应分析,重点研究了丢失叶片首次撞击机匣、叶片根部撞击机匣等不同时刻撞击力峰值及撞击力对整机动态响应的影响。

综上所述,现阶段国内外对突加高能载荷作用下航空发动机整机动态响应数值的仿真研究主要还是集中于叶片丢失造成的突加不平衡载荷和鸟撞击载荷,并没有专门针对着舰载荷作用下航空发动机整机动态响应问题进行研究,但已有的突加高能载荷作用下整机动态响应数值仿真研究方法对于着舰载荷作用下航空发动机整机动态响应数值仿真研究有着很好的借鉴价值。

本文以固定翼舰载战斗机所装备的小涵道比涡扇发动机为研究对象,基于基础激励下转子系统动力特性分析方法及突加高能载荷作用下航空发动机整机动态响应分析方法,对着舰载荷作用下航空发动机整机动态响应开展数值仿真研究,揭示着舰载荷在航空发动机整机结构内传递规律、着舰载荷作用下转子系统振动特性及整机动态响应,为

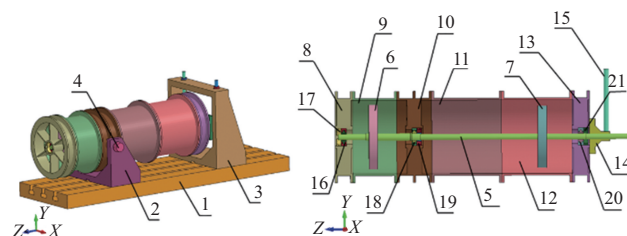
小涵道比涡扇发动机结构安全性设计提供具有重要参考价值。

1 数值仿真方法

1.1 模型简化

(1) 整机试验件

对着舰载荷模拟试验中的整机试验件进行有限元建模,在保留整机试验件主要结构的基础上对存在的螺栓连接结构、过渡倒角结构及轴承结构进行合理地简化,简化后的整机试验件结构如图 1 所示。



1—安装底座, 2—前支承座, 3—反支承座, 4—主安装节, 5—转轴, 6—压气机盘, 7—涡轮盘, 8—进气承力机匣, 9—压气机机匣, 10—中介承力机匣, 11—燃烧室机匣, 12—涡轮机匣, 13—后承力机匣, 14—辅助安装节, 15—后拉杆, 16—1#轴承, 17—1#轴承定位螺母, 18—2#轴承, 19—2#轴承定位螺母, 20—3#轴承, 21—3#轴承定位螺母

图1 整机试验件简化后结构示意图

Fig.1 Schematic of whole engine model after simplification

从图 1 可知,整机试验件转子系统支承方案为 1-1-1, 1#、2#、3#轴承分别位于进气承力机匣、中介承力机匣及后承力机匣处,且均有一个轴承定位螺母限制轴承的轴向运动。由于整机试验件中均采用能承受径向载荷和轴向载荷的深沟球轴承,故将轴承简化为由凹形外环和凸形内环组成的结构,其中外环的外侧与承力机匣内壁的内侧接触、内环的内侧与转轴接触以保证径向载荷和轴向载荷在轴承结构处传递,各轴承简化结构如图 2 所示。

(2) 油气式缓冲器

针对用于模拟着舰载荷作用的油气式缓冲器等效建模问题,目前国内外学者已经进行了大量的理论研究。典型的油气式缓冲器通常包括支柱、缸体、活塞体及底座等结构,缸体内部有储存油液的油腔,活塞体内部有储存干燥空气的气室,气液隔离活塞将油腔与气室隔离,典型的油气式缓冲器基本结构^[25]如图 3 所示。当吊篮篮体以一定速度冲击缓冲器上端时,由于缓冲器的底座固定在地面上,缸体速度迅速为零,但在惯性作用下吊篮篮体和活塞体将继续向下运动导致缸体内的油压升高,高压油液只能通过连通

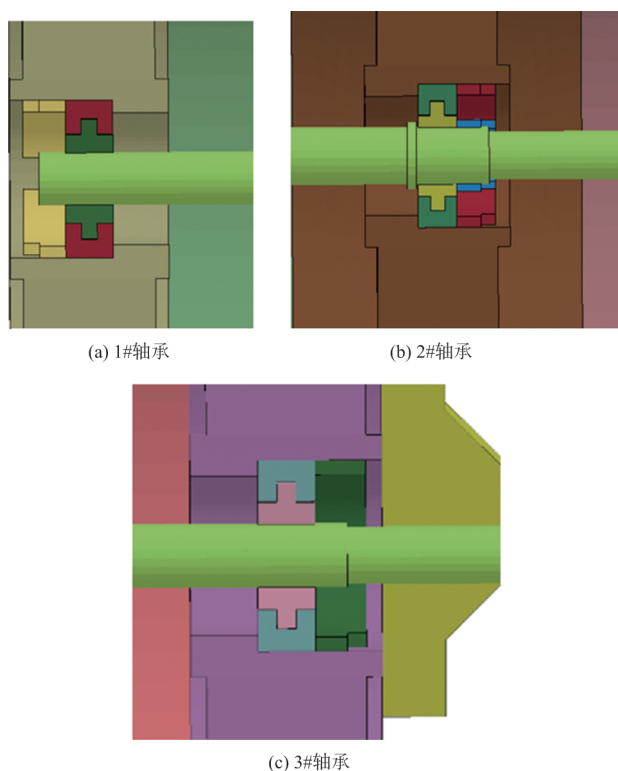


图2 轴承结构简化示意图

Fig.2 Schematic of bearing model after simplification

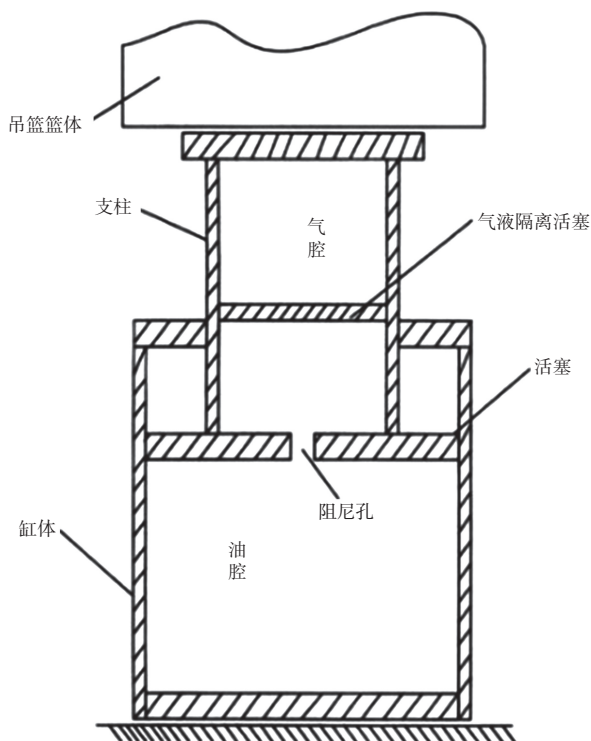


图3 油气式缓冲器基本结构示意图

Fig.3 The basic structure diagram of oil-gas buffer

缸体油腔与活塞体下腔的阻尼孔进入被气液活塞隔离的活塞体下腔,推动气液隔离活塞向上运动,使气室内的气体不断压缩,在油液和气体被压缩的过程中缓冲器能够吸收大量的冲击势能并通过高压油液流经阻尼孔时以内能的形式将冲击势能耗散,形成巨大的缓冲力迫使篮体停止运动。从上述油气式缓冲器的工作过程的分析可知,缓冲力主要由空气弹簧力、油液阻尼力、缓冲器内部摩擦力及结构限制力组成,其中空气弹簧力和油液阻尼力占主要因素^[26],故在油气式缓冲器等效建模中采用弹簧单元和阻尼单元模拟空气弹簧力和油液阻尼力,同时建立两个刚性平板模拟缓冲器的上端与底座,在底座上施加约束模拟结构限制力,油气式缓冲器等效模型如图4所示。

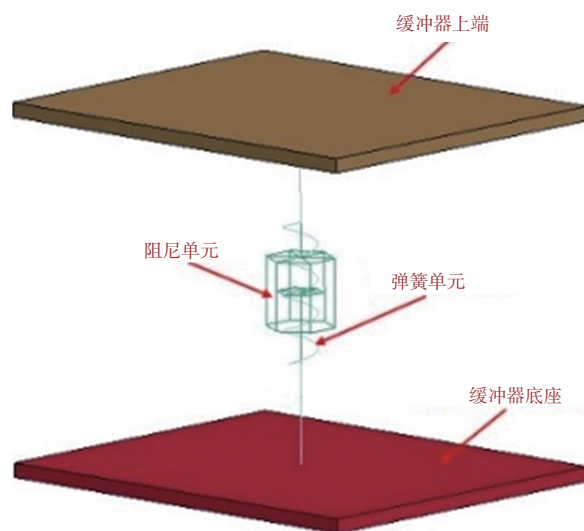


图4 油气式缓冲器等效模型

Fig.4 Equivalent model of oil-gas buffer

1.2 有限元模型

在某显示动力学分析软件中建立的着舰载荷作用下整机有限元模型如图5所示,采用八节点六面体solid164单元对简化后的几何模型进行网格划分,有限元模型中共有166266个实体单元,弹簧单元、阻尼单元各一个。建立不同方向着舰载荷作用下整机有限元模型,只需调整油气式缓冲器等效模型对整机试验件模型的相对位置即可实现作用方向的改变。模拟航向着舰载荷时将油气式缓冲器等效模型设置在整机试验件模型的正前方(z 轴正方向),模拟垂向着舰载荷时将油气式缓冲器等效模型设置在整机试验件模型的正下方(y 轴负方向)。

整机试验件有限元模型中各部件的有限元网格划分如图6所示,对转轴部件进行有限元网格划分时需确保转轴

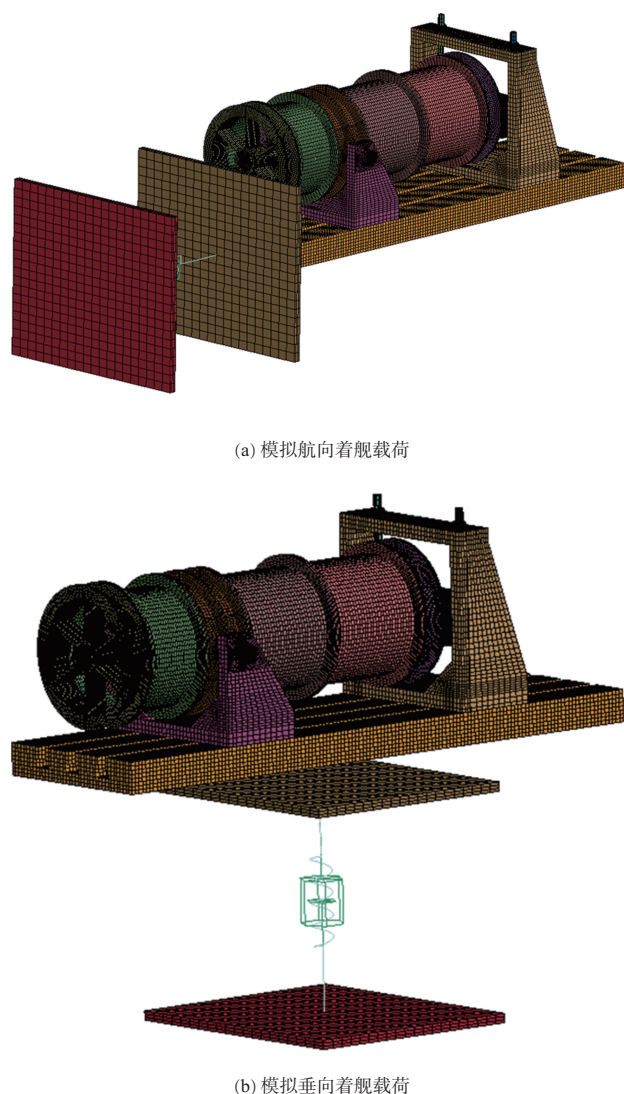


图5 着舰载荷作用下整机有限元模型

Fig.5 Finite element model of the whole engine under ship landing load

截面的几何中心有对应的网格节点用于提取轴心轨迹,同时为了保证网格质量,对各部件的复杂结构进行了网格加密处理。

1.3 材料模型

整机试验件中除转轴部件材料为 30CrMnSiA 及轴承部件材料为 GCr15 以外的所有部件均采用 45 钢。由于着舰载荷作用下整机结构中的安装节、承力机匣作为关键承力部件,为研究关键承力部件在着舰载荷作用下是否产生损伤,故对这些关键承力部件采用 Johnson-Cook 材料模型。Johnson-Cook 材料模型是一种基于试验拟合得到的黏塑性材料模型,可较好地模拟冲击条件下金属材料的强度极限及失效过程,其本构方程为

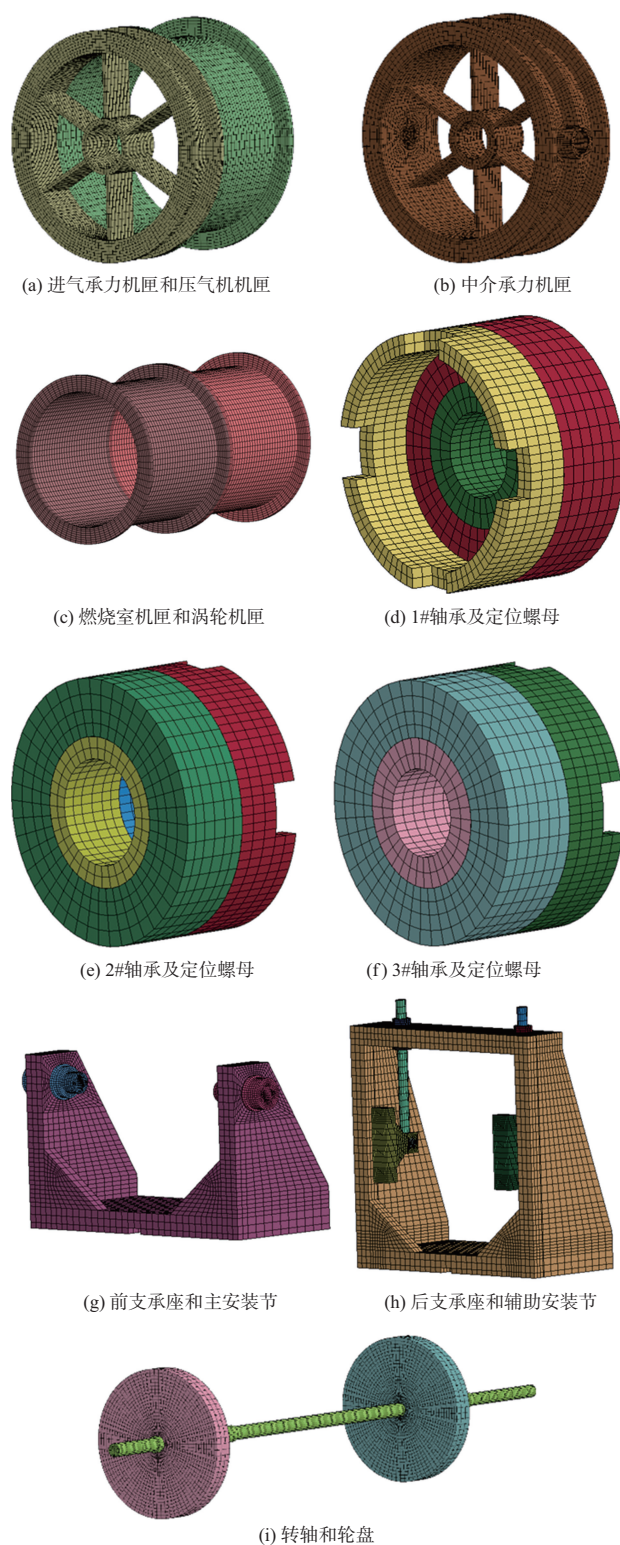


图6 整机各部件有限元网格划分

Fig.6 Finite element meshing of each component

$$\sigma_{eq} = (A + B\epsilon_{eq}^n) [1 + C \ln(\dot{\epsilon}_{eq}^*)] (1 - T^{*m}) \quad (1)$$

式中, σ_{eq} 为等效应力; ϵ_{eq} 为等效塑性应变; $\dot{\epsilon}_{eq}^*$ 为无量纲化等

效塑性应变率; $\dot{\epsilon}_{eq}^* = \dot{\epsilon}_{eq} / \dot{\epsilon}_0$, 其中 $\dot{\epsilon}_0$ 为参考应变率; A 为参考应变率及参考温度下材料的屈服强度; B 和 n 为应变强化系数; C 为应变率敏感系数; m 为温度软化系数; $T^* = T - T_r / T_m - T_r$, 其中 T_r 、 T_m 分别为参考温度和材料的熔点, T 为当前温度。

Johnson-Cook 材料模型中的失效准则是考虑三轴性、应变率和温度效应的累积损伤模型, 定义单元的损伤为

$$\Delta D = \sum \frac{\Delta \epsilon_p}{\epsilon_f} \tag{2}$$

式中, D 为损伤参数, 初始时 $D=1$ 。当 $D=1$ 时材料失效, $\Delta \epsilon_p$ 为一个时间步的塑性应变增量; ϵ_f 为破坏应变; 破坏应变 ϵ_f 的表达式为

$$\epsilon_f = \left(D_1 + D_2 e^{D_3 \sigma^*} \right) \left(1 + D_4 \ln \dot{\epsilon}_{eq}^* \right) \left(1 + D_5 T^* \right) \tag{3}$$

式中, $\sigma^* = P / \sigma_{eff} = -R_\sigma$, P 为静水压力, σ_{eff} 为 Von-Mises 等效应力, R_σ 为应力三轴度; $D_1 \sim D_5$ 为材料的损伤参数。

对于整机结构内其他部件可采用 Plastic-Kinematic 材料模型以提高计算效率, 有限元模型中整机试验件的材料模型参数具体数值见表 1、表 2^[27-29]。

表 1 45 钢 Johnson-Cook 材料模型参数

Table 1 Parameters of Johnson-Cook material model for 45 steel

参数	数值	参数	数值
$\rho / (\text{kg/m}^3)$	7810	C	0.064
E / GPa	209	m	1.06
G / GPa	82.3	n	0.28
μ	0.33	$\dot{\epsilon}_0 / \text{s}^{-1}$	1
T_m / K	1783	D_1	0.1
T_r / K	293	D_2	0.76
$c_p / (\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}))$	469	D_3	1.57
A / MPa	507	D_4	0.005
B / MPa	320	D_5	-0.84

表 2 其余材料的 Plastic-Kinematic 模型参数

Table 2 Plastic-Kinematic model parameters of other materials

材料	$\rho / (\text{kg/m}^3)$	E / GPa	G / GPa	μ	σ_s / GPa
30CrMnSiA	7750	196	75.5	0.3	835
GCr15	7810	212	82.5	0.29	518.4

参考文献[25]和[26], 对于等效缓冲器中弹簧单元和阻尼单位分别采用 Spring-Nonlinear-Elastic 材料模型和 Damper-Nonlinear-Viscous 材料模型, 根据前期大量的数值仿真结果修正得: 弹簧单元的最大刚度系数 $K=8000\text{N/m}$ 、阻尼单元的最大阻尼系数 $C=10000\text{N/(m/s)}$ 。

1.4 参数设置

为提高整机有限元模型数值仿真计算的准确性, 使仿真结果能够真实反映着舰载荷作用下航空发动机整机动态响应, 需要合理设置整机有限元模型中的接触类型、边界条件及初始条件。由于小涵道比涡扇发动机由大量的部件装配组成, 故整机有限元模型中要根据不同部件之间的装配关系进行接触设置。对于通过螺栓与螺纹紧固连接的部件如轮盘与转轴之间、轴承内环与转轴之间、各机匣之间、轴承定位螺母与承力机匣内表面之间、后安装节与后承力机匣之间、安装节与支承座之间以及支承座与安装底座之间的接触均采用固连面接触; 对于非紧固连接的部件如轴承内环与外环之间、轴承外环与承力机匣内表面之间、主安装节(推力销)与中介承力机匣凹槽之间以及辅助安装节中的推力拉杆与安装节、安装销之间的接触均设置为自动面接触。考虑到着舰载荷模拟试验中吊篮篮体冲击油气式缓冲器的过程中结构上并没有发生破坏失效, 故有限元模型中整机结构的安装底座与等效缓冲器上端的接触也设置为自动面接触。关于接触设置中摩擦系数的表达式为

$$\mu_c = F_D + (F_S - F_D) e^{-D_c |v_{rel}|} \tag{4}$$

式中, F_D 和 F_S 分别为动、静摩擦系数; D_c 为指数衰减系数; v_{rel} 为接触面之间的相对速度。为抑制自动面面接触的高频振荡, 设置动摩擦系数 F_D 和静摩擦系数 F_S 为 0.15, 同时设置黏性接触阻尼系数为 20。

根据整机试验件在安装支架上的实际安装状态设置整机有限元模型的边界条件, 对安装底座与安装支架接触的表面节点约束除落震方向外的所有平动自由度(模拟垂向着舰载荷作用为 y 方向, 模拟航向着舰载荷作用为 z 方向)及所有方向的转动自由度, 如图 7(a)所示; 根据油气式缓冲器固定在地面上, 对等效缓冲器模型底部表面节点设置为全约束, 如图 7(b)所示。根据着舰模拟载荷试验中工况参数来确定整机有限元模型的初始条件, 对转轴、轮盘及轴承施加初始角速度模拟转子系统的初始转速, 对整机试验件施加初始速度来模拟整机试验件的落震速度; 对转轴、轮盘及轴承施加恒定转速来模拟驱动电机带动整机试验件转子系统做恒速转动。

本文将分别进行垂向和航向着舰载荷作用下落震速度为 6m/s 且转速为 5000r/min 两种工况下的数值仿真计算, 为保证仿真结果中能够获得整机结构中各部件着舰载荷作用下的动态响应, 故设置计算总时长为 30ms 且输出步之间的时间间隔为 0.1ms 。

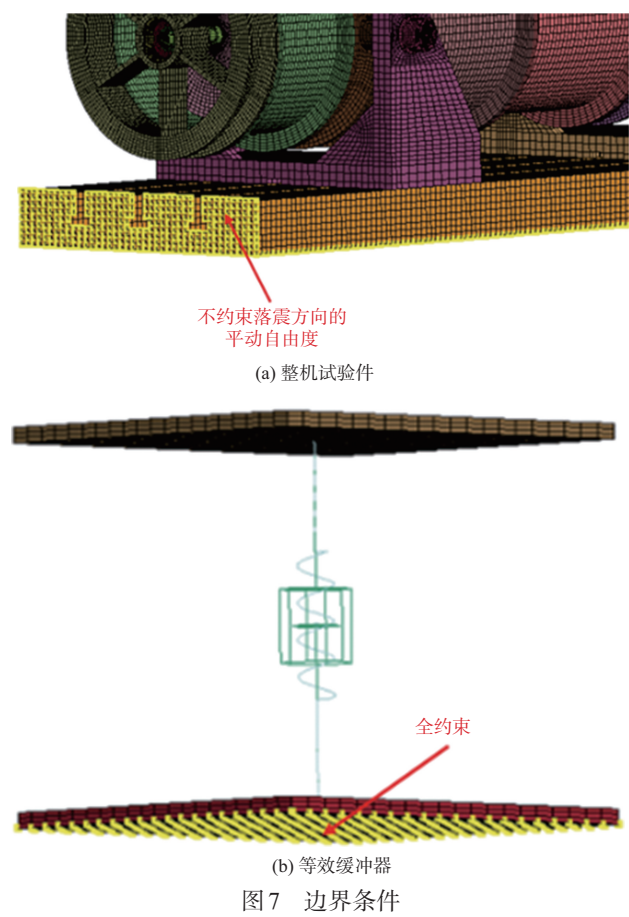


Fig.7 Boundary conditions

2 结果与分析

2.1 垂向着舰载荷作用下整机动态响应分析

为验证垂向着舰载荷作用下整机动态响应数值仿真分析方法的合理性,通过对比试验结果和仿真结果中轮盘处轴心轨迹,根据对比结果进行误差分析来判断是否具有合理性,试验结果和仿真结果中垂向着舰载荷作用下轮盘处轴心轨迹如图8所示。

从图8可知,试验结果中轮盘处轴心轨迹尤其是压气机盘处轴心轨迹较仿真结果的轴心轨迹更偏离转轴的初始几何中心,这是因为整机试验件中转静部件间存在一定的装配间隙及轴承内存在游隙,在垂向着舰载荷作用下转动部件会形成微小的刚体位移,故轮盘处真实的轴心轨迹略有偏移,但这种由结构间隙所导致的刚体位移在数值仿真中并不能真实体现。为分析垂向着舰载荷作用下整机动态响应仿真结果中轮盘处轴心轨迹与试验结果中真实轴心轨迹的误差,通过对比仿真结果和试验结果中轴心最大径向位移来确定,误差分析结果见表3。

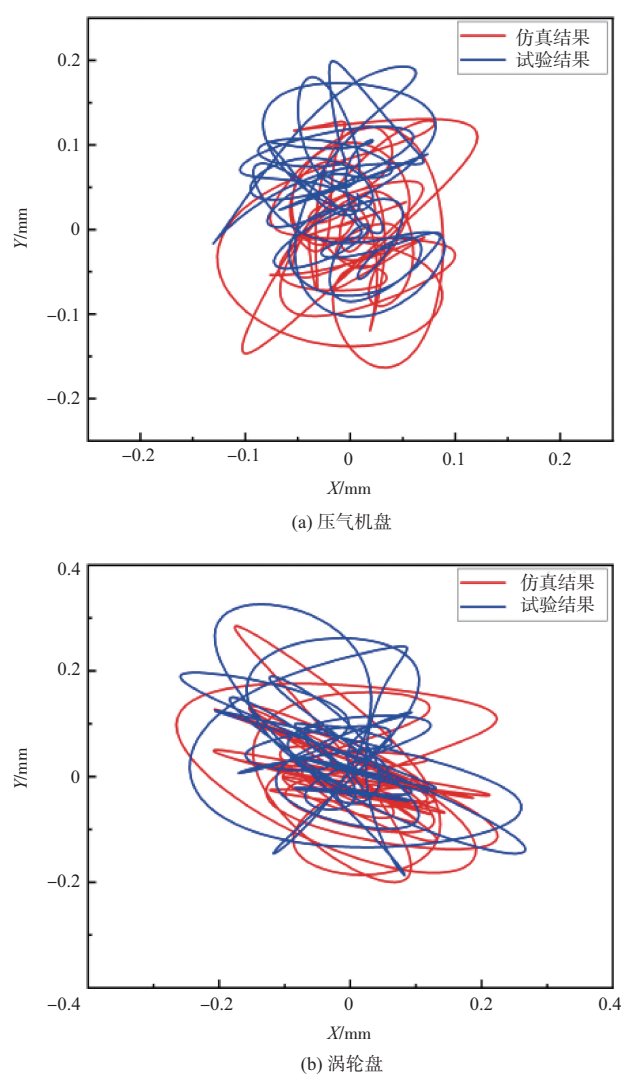


图8 垂向着舰载荷作用下轮盘处轴心轨迹试验结果与仿真结果对比

Fig.8 The comparison between test results and simulation results of wheel disks axis trajectory under vertical ship landing load

表3 垂向着舰载荷作用下轮盘处轴心最大径向位移误差分析
Table 3 Maximum radial displacement error of the axis at the wheel disk under vertical ship landing load

轮盘名称	仿真结果/mm	试验结果/mm	误差/%
压气机盘	0.1779	0.2000	-11.07
涡轮盘	0.3339	0.3632	-8.06

从表3可知,垂向着舰载荷作用下仿真结果中轮盘处轴心最大径向位移均比试验结果小,这是因为仿真结果不能体现转动部件的刚体位移,但误差均控制在15%以内,故认为垂向着舰载荷作用下整机动态响应仿真分析方法具有合理性。

垂向着舰载荷作用下机匣部件动态响应过程如图9所示。在3.5ms时,整机试验件模型还未与等效缓冲器模型碰撞,故垂向着舰载荷还未形成,此时机匣主要承受高速旋转的转动部件与机匣内壁形成的摩擦力,故应力大都集中在承力机匣内机匣及支板处;在4.3ms时,整机试验件模型刚与等效缓冲器模型发生碰撞,垂向着舰载荷主要作用在承力机匣及安装节这些承力结构上,其中主安装节(推力销)处应力最为集中;在6.7ms时,垂向着舰载荷主要作用于中介承力机匣处并开始沿机匣向前后传递;在9.0ms时,垂向着舰载荷开始传递出机匣部件,辅助安装节推力拉杆上有较明显的应力集中区域。

垂向着舰载荷作用下承力机匣处峰值时刻最大等效应力云图如图10所示。从图10可知,垂向着舰载荷作用下承力机匣处等效应力主要集中在连接内外机匣的支板(特别是竖直方向上的支板)、中介承力机匣外机匣两侧用于安装主安装节(推力销)的凹槽结构上,其中进气承力机匣处最大等效应力峰值为180.7MPa、中介承力机匣处最大等效应力峰值为392.6MPa、后承力机匣处最大等效应力峰值为172.9MPa。对比不同承力机匣处最大等效应力峰值可知,中介承力机匣处承受着主要的垂向着舰载荷,但各承力机匣均未发生明显的破坏失效。

为研究垂向着舰载荷在整机结构中机匣上的传递路径,对各承力机匣处最大等效应力时间历程曲线进行对比,认为承力机匣处最大等效应力时间历程曲线中的峰值时刻即垂向着舰载荷作用时刻,根据峰值时刻的时间顺序来确定垂向着舰载荷的传递路径,承力机匣处最大等效应力时间历程曲线对比如图11所示。从图11可知,进气承力机匣、中介承力机匣及后承力机匣处最大等效应力的峰值时刻分别为7.3ms、6.5ms及8.9ms,故认为垂向着舰载荷将最先传递至中介承力机匣处,然后沿机匣分别向前后传递至进气承力机匣和后承力机匣处。垂向着舰载荷在机匣上的具体传递路径为中介承力机匣-压气机机匣-进气承力机匣、中介承力机匣-燃烧室机匣-涡轮机匣-后承力机匣。

由于安装节作为连接航空发动机和舰载机机体的重要承力部件,故在整机动态响应分析中必须关注安装节处最大等效应力,垂向着舰载荷作用下安装节处峰值时刻最大等效应力云图如图12所示。

从图12分析可知,垂向着舰载荷作用下主安装节处等效应力主要集中在推力销在与中介承力机匣和前支座的连接处,其最大等效应力峰值为395.9MPa;辅助安装节处等效应力主要集中在推力拉杆上,推力拉杆与辅助安装节

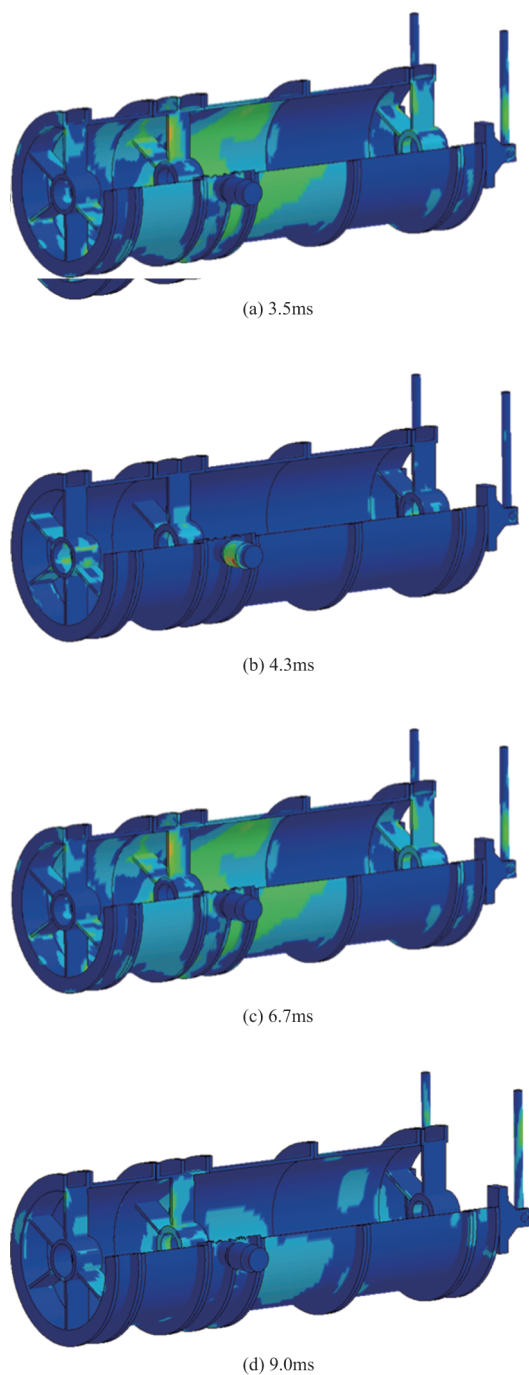
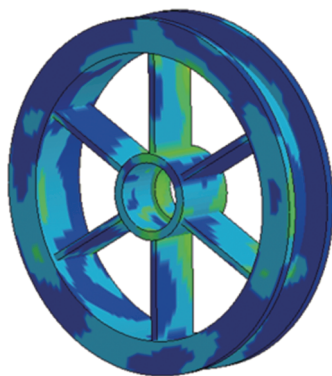


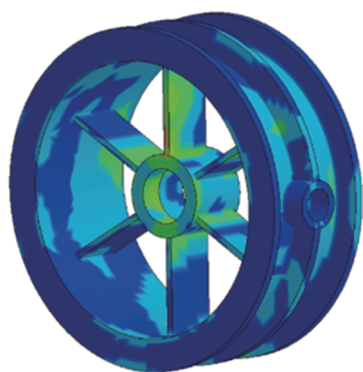
图9 垂向着舰载荷作用下机匣部件动态响应过程

Fig.9 Dynamic response of casing components under vertical ship landing load

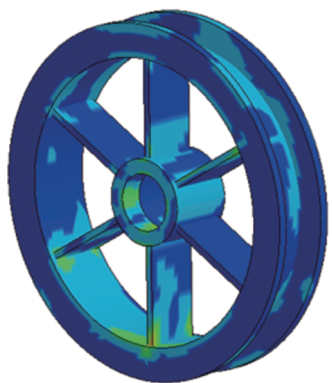
连接处也有较大的应力集中,其最大等效应力峰值为111.7MPa。对比各安装节处最大等效应力峰值可知,主安装节处承受着主要的垂向着舰载荷,安装节处也没有发生明显的破坏失效。



(a) 进气承力机匣



(b) 中介承力机匣



(c) 后承力机匣

图 10 垂向着舰载荷作用下承力机匣处峰值时刻最大等效应力云图

Fig.10 Maximum equivalent stress at the peak moment of the bearing casing under vertical ship landing load

安装节处最大等效应力时间历程曲线对比如图 13 所示,从图 13 可知,主安装节处最大等效应力峰值时刻为 4.4ms,辅助安装节处最大等效应力峰值时刻为 9.1ms,故认为垂向着舰载荷最先传递至主安装节上。

结合图 11 和图 13 可知,垂向着舰载荷将最先通过主安

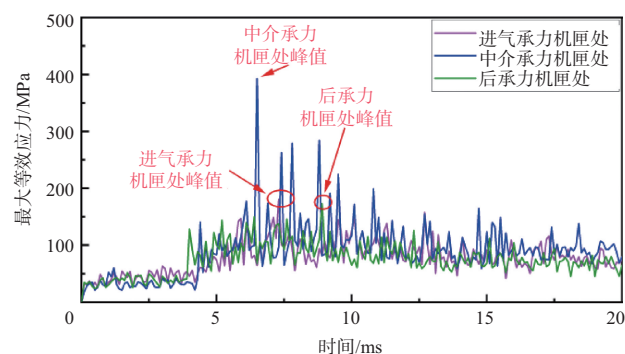
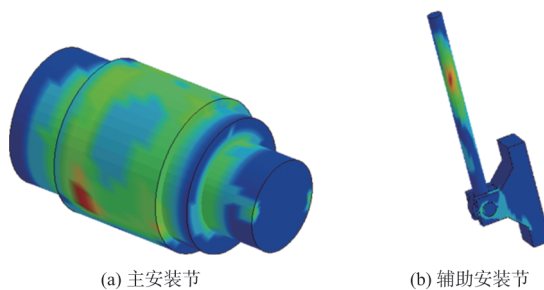


图 11 垂向着舰载荷作用下承力机匣处最大等效应力时间历程曲线对比

Fig.11 Comparison between the time history curves of the maximum equivalent stress at the bearing casing under vertical ship landing load



(a) 主安装节

(b) 辅助安装节

图 12 垂向着舰载荷作用下安装节处峰值时刻最大等效应力云图

Fig.12 Maximum equivalent stress at the peak moment of the engine mount under vertical ship landing load

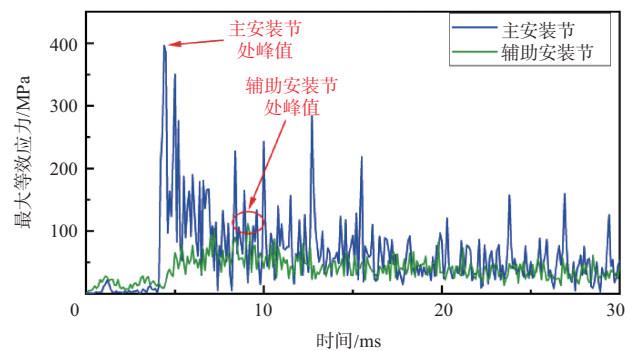


图 13 垂向着舰载荷作用下安装节处最大等效应力时间历程曲线对比

Fig.13 Comparison between the time history curves of the maximum equivalent stress at the engine mount under vertical ship landing load

装节传递至中介承力机匣处,然后沿机匣分别向前后传递至进气承力机匣和后承力机匣处,最后从辅助安装节传递出机匣部件,其具体传递路径为主安装节-中介承力机匣-

压气机机匣-进气承力机匣-主安装节-中介承力机匣-燃烧室机匣-涡轮机匣-后承力机匣-辅助安装节。

轴承作为航空发动机中连接转静部件的关键结构,在整机动态响应分析中不可或缺。垂向着舰载荷作用下各轴承处支承载荷时域响应如图14所示。

从图14可知,垂向着舰载荷作用下各轴承处均会形成较明显的冲击响应,即支承载荷在着舰载荷作用瞬间会有较明显的增加而形成一个峰值,但不同轴承处的支承载荷峰值和形成峰值的时刻并不相同,其中位于中介承力机匣的2#轴承处支承载荷响应最大,为1477N。由于垂向着舰载荷作为突加载荷,其作用具有时效性,故各轴承处支承载荷会逐渐衰减,但轴承处支承载荷幅值并不会完全趋于稳定,这是因为在较大的垂向着舰载荷作用下转子系统运行稳定性会受到影响,轴承处受径向支反力和轴向摩擦力,导致轴承处支承载荷具有非稳态特征。

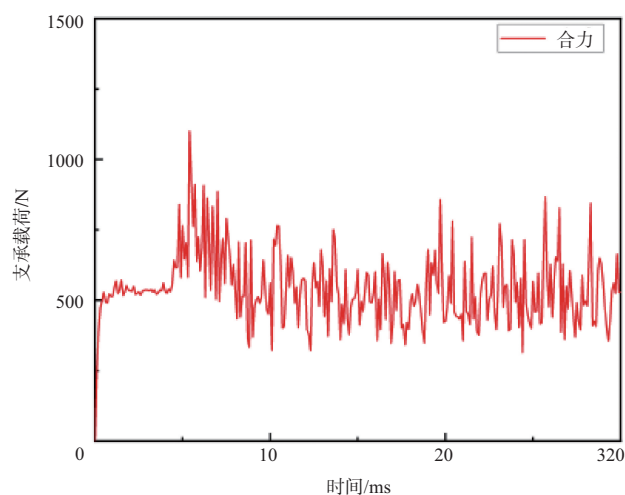
轴承处支承载荷时间历程曲线对比如图15所示,从图15可知,1#轴承处支承载荷峰值时刻为5.4ms,2#轴承处支承载荷峰值时刻为7.1ms,3#轴承处支承载荷峰值时刻为10.1ms,故认为垂向着舰载荷最先作用于1#轴承处然后沿转轴向后传递,具体传递路径为1#轴承-2#轴承-3#轴承。

2.2 航向着舰载荷作用下整机动态响应

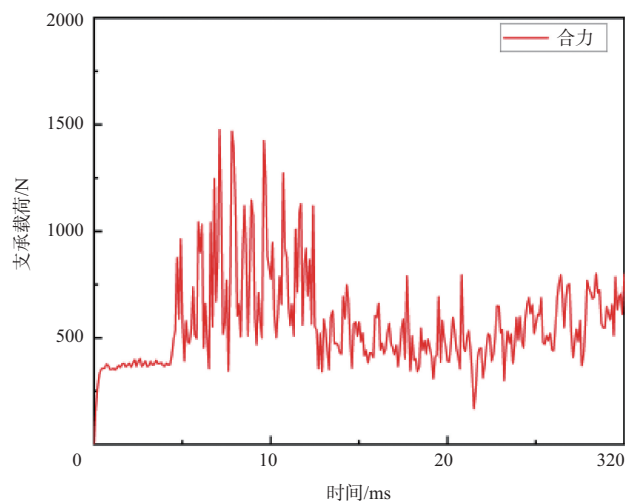
通过对比试验结果和仿真结果中轮盘处轴心轨迹来验证航向着舰载荷作用下整机动态响应数值仿真分析方法的合理性,轮盘处轴心轨迹如图16所示,轴心最大径向位移的误差分析结果见表4。

从表4可知,航向着舰载荷作用下仿真结果中轮盘处轴心最大径向运动距离均比试验结果小,这是因为仿真结果不能体现转动部件的刚体位移,但误差均控制在15%以内,故认为航向着舰载荷作用下整机动态响应仿真分析方法具有合理性。

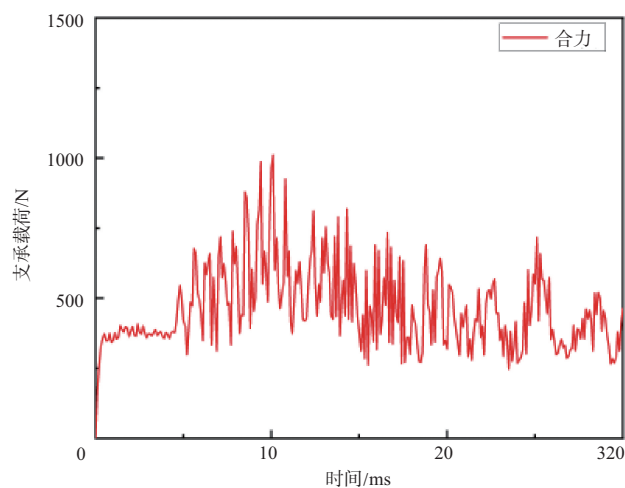
航向着舰载荷作用下机匣部件动态响应过程如图17所示,在1.7ms时,整机试验件模型还未与等效缓冲器模型碰撞,航向着舰载荷尚未形成,此时机匣主要承受着高速旋转的转动部件与机匣内壁形成的摩擦力,故应力大都集中在承力机匣内机匣及支板处;在4.5ms时,整机试验件模型与等效缓冲器模型已经碰撞,航向着舰载荷主要作用在承力机匣及安装节这些承力结构上,尤其是中介承力机匣处应力最为集中;在6.8ms时,随着航向着舰载荷在机匣上的传递,中介承力机匣处应力降低但进气承力机匣及后承力机匣处应力升高;在7.7ms时,航向着舰载荷基本传递出机



(a) 1#轴承处支承载荷



(b) 2#轴承处支承载荷



(c) 3#轴承处支承载荷合力

图14 垂向着舰载荷作用下各轴承处支承载荷时域响应

Fig.14 Time domain response of load resultant force at each bearing under vertical ship landing load

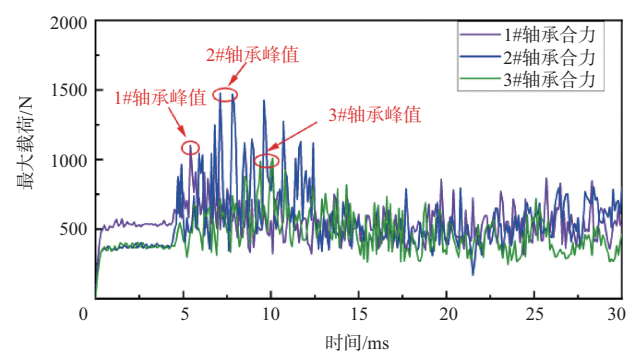


图 15 垂向着舰载荷作用下轴承处支承载荷时间历程曲线对比

Fig.15 Comparison between the time history curves of the load resultant force at each bearing under vertical ship landing load

匣部件,应力主要集中在辅助安装节推力拉杆上。

航向着舰载荷作用下承力机匣处峰值时刻最大等效应力云图如图 18 所示。从图 18 可知,航向着舰载荷作用下承力机匣处等效应力主要集中在连接内外机匣的支板、中介承力机匣外机匣两侧用于安装主安装节(推力销)的凹槽结构上,其中进气承力机匣处最大等效应力峰值为 238.3MPa、中介承力机匣处最大等效应力峰值为 404.6MPa、后承力机匣处最大等效应力峰值为 318.1MPa。对比不同承力机匣处最大等效应力峰值可知,中介承力机匣处承受着主要的航向着舰载荷,但各承力机匣未发生明显的失效破坏。

通过对比各承力机匣处最大等效应力时间历程曲线来研究航向着舰载荷在整机结构中机匣上的传递路径,航向着舰载荷作用下承力机匣处最大等效应力时间历程曲线对比如图 19 所示。从图 19 可知,进气承力机匣、中介承力机匣及后承力机匣处最大等效应力的峰值时刻分别为 6.5ms、4.2ms 和 7.2ms,故认为航向着舰载荷将最先传递至中介承力机匣处,然后沿机匣分别向前后传递至进气承力机匣和后承力机匣处。航向着舰载荷在机匣上的具体传递路径为中介承力机匣-压气机机匣-进气承力机匣、中介承力机匣-燃烧室机匣-涡轮机匣-后承力机匣。

航向着舰载荷作用下安装节处峰值时刻最大等效应力云图如图 20 所示。航向着舰载荷作用下主安装节处等效应力主要集中在推力销在与中介承力机匣和前支承座的连接处,其最大等效应力峰值为 343.6MPa;辅助安装节处等效应力主要集中在推力拉杆上,推力拉杆与辅助安装节连接处也有较大的应力集中,其最大等效应力峰值为

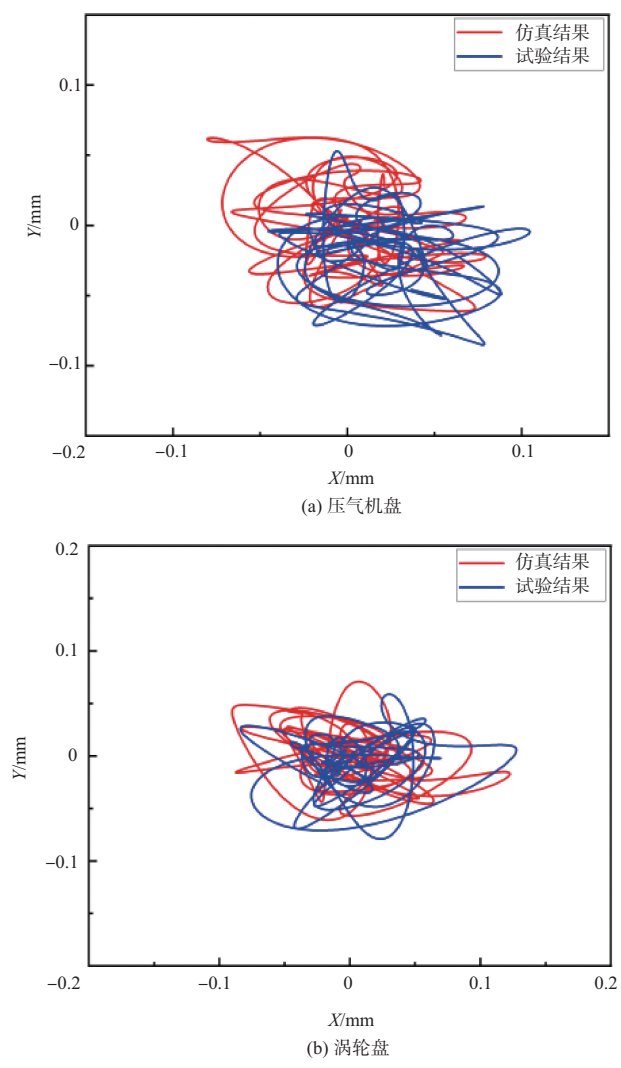


图 16 航向着舰载荷作用下轮盘处轴心轨迹试验结果与仿真结果对比

Fig.16 The comparison between test results and simulation results of wheel disks axis trajectory under course ship landing load

表 4 航向着舰载荷作用下轮盘处轴心最大径向位移误差分析
Table 4 Maximum radial displacement error of the axis at the wheel disk under course ship landing load

轮盘名称	仿真结果/mm	试验结果/mm	误差/%
压气机盘	0.1012	0.1156	-12.52
涡轮盘	0.1239	0.1277	-3.03

231.1MPa。对比各安装节处最大等效应力峰值可知,主安装节处承受着主要的航向着舰载荷,安装节处也没有发生明显的失效破坏。

航向着舰载荷作用下安装节处最大等效应力时间历程曲线对比如图 21 所示,主安装节处最大等效应力峰值时刻

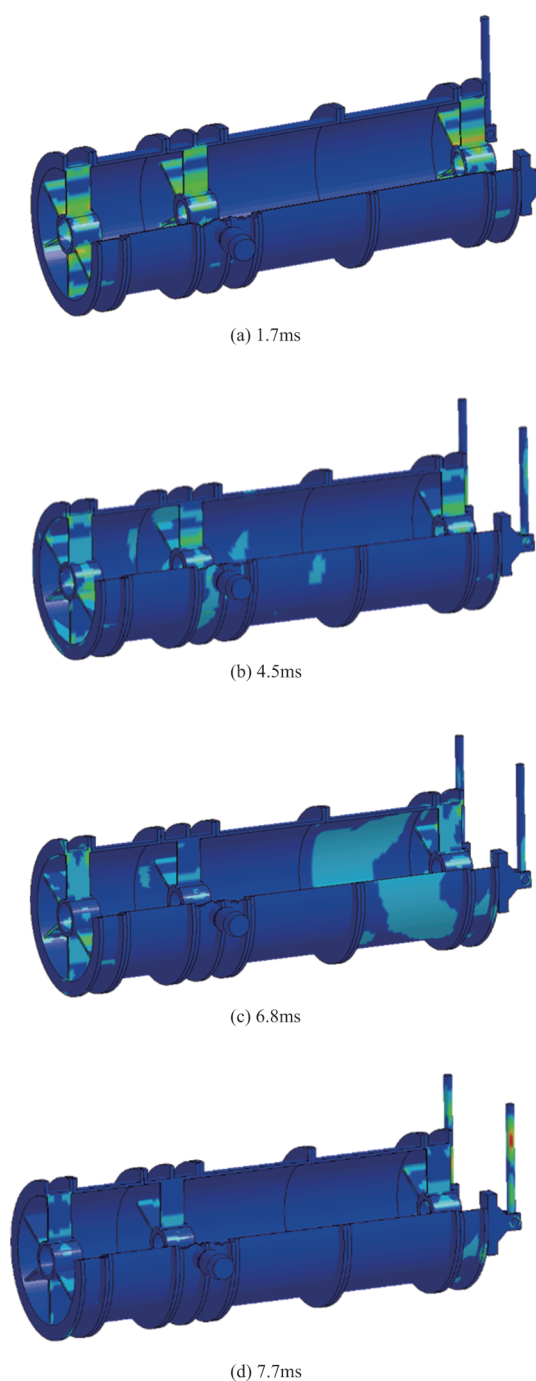


图17 航向着舰载荷作用下机匣部件动态响应过程

Fig.17 Dynamic response of casing components under course ship landing load

为4.1ms,辅助安装节处最大等效应力峰值时刻为7.8ms,故认为航向着舰载荷最先传递至主安装节上。

结合图19和图21可知,航向着舰载荷将最先通过主安装节传递至中介承力机匣处,然后沿机匣分别向前后传递至进气承力机匣和后承力机匣处,最后从辅助安装节传递

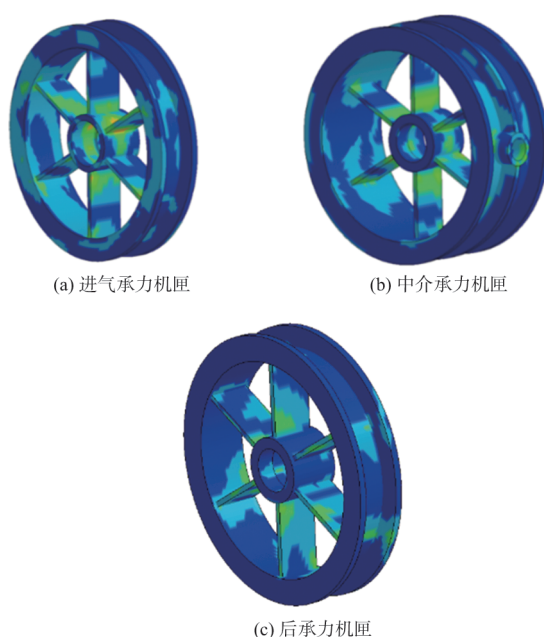


图18 航向着舰载荷作用下承力机匣处峰值时刻最大等效应力云图

Fig.18 Maximum equivalent stress at the peak moment of the bearing casing under course ship landing load

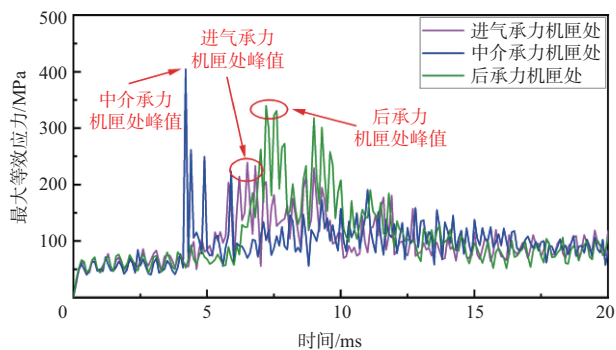


图19 航向着舰载荷作用下承力机匣处最大等效应力时间历程曲线对比

Fig.19 Comparison of the time history curves of the maximum equivalent stress at the bearing casing under course ship landing load

出机匣部件,其具体传递路径为主安装节-中介承力机匣-压气机机匣-进气承力机匣、主安装节-中介承力机匣-燃烧室机匣-涡轮机匣-后承力机匣-辅助安装节。

航向着舰载荷作用下各轴承处支承载荷时域响应如图22所示。航向着舰载荷作用下各轴承处均形成较明显的冲击响应,不同轴承处的支承载荷峰值和形成峰值的时刻并不相同,其中位于后承力机匣的3#轴承处支承载荷响应最大,为1550N。由于航向着舰载荷作用的时效性,各轴承处

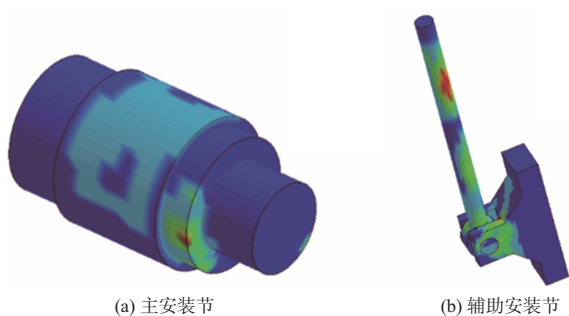


图20 航向着舰载荷作用下安装节处峰值时刻最大等效应力云图

Fig.20 Maximum equivalent stress at the peak moment of the engine mount under course ship landing load

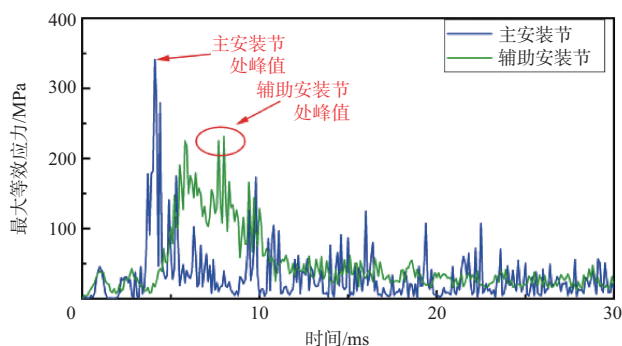


图21 航向着舰载荷作用下安装节处最大等效应力时间历程曲线对比

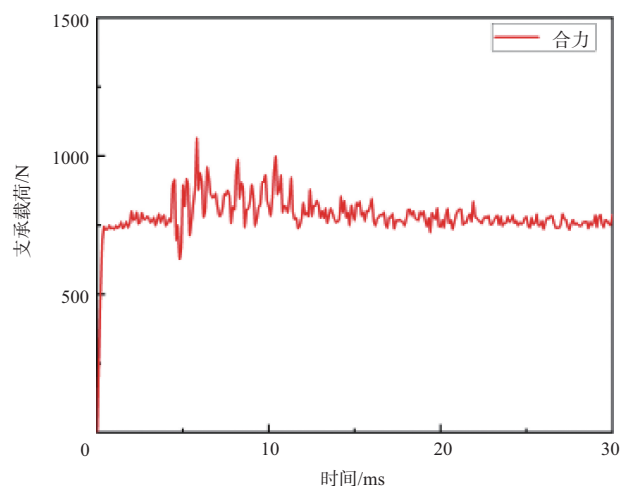
Fig.21 Comparison between the time history curves of the maximum equivalent stress at the engine mount under course ship landing load

支承载荷逐渐衰减至一个较为稳定的幅值,但较大的航向着舰载荷使转子系统运行稳定性受到影响,中介承力机匣处2#轴承在径向支反力和轴向摩擦力作用下其支承载荷具有较明显的非稳态特征。

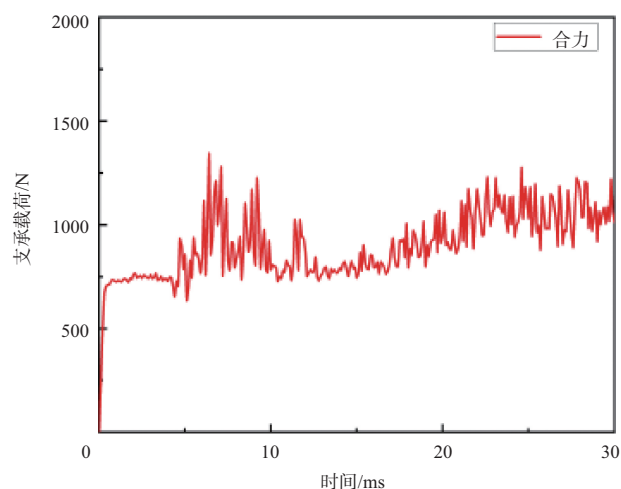
航向着舰载荷作用下轴承处支承载荷时间历程曲线对比如图23所示,1#轴承处支承载荷峰值时刻为5.8ms,2#轴承处支承载荷峰值时刻为6.4ms,3#轴承处支承载荷峰值时刻为11.3ms,故认为航向着舰载荷最先作用于1#轴承处然后沿转轴向后传递,具体传递路径为1#轴承-2#轴承-3#轴承。

3 结论

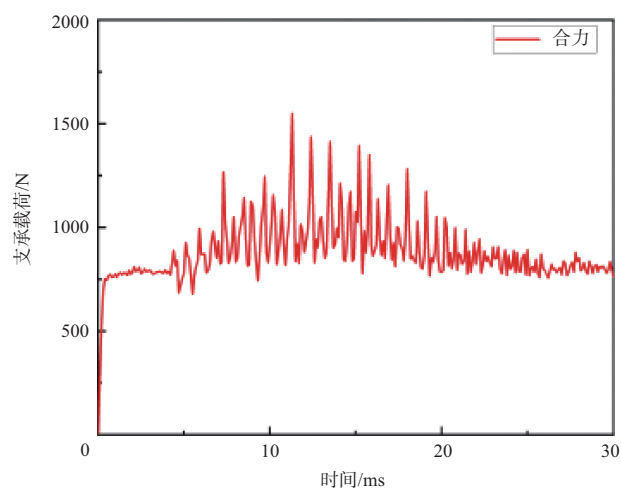
本文基于整机试验件结构和现有油气式缓冲器等效建模方法建立包括整机试验件和等效缓冲器的着舰载荷作用下整机有限元模型,利用显式有限元分析软件分别开展垂



(a) 1#轴承处支承载荷



(b) 2#轴承处支承载荷



(c) 3#轴承处支承载荷合力

图22 航向着舰载荷作用下各轴承处支承载荷时域响应
Fig.22 Time domain response of load resultant force at each bearing under course ship landing load

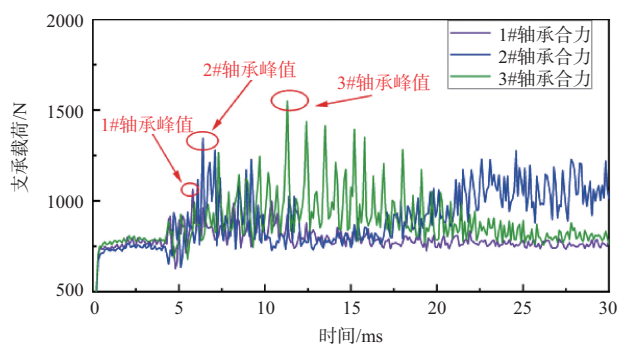


图23 航向着舰载荷作用下轴承处支承载荷时间历程曲线对比

Fig.23 Comparison between the time history curves of the load resultant force at each bearing under course ship landing load

向和航向着舰载荷作用下整机动态响应数值仿真分析,结合试验与仿真结果进行对比,并通过分析各关键部件处动态响应来研究着舰载荷在整机结构内传递规律,得到以下结论:

(1) 通过对比试验结果与仿真结果中轮盘处轴心轨迹,根据轮盘处轴心最大径向位移进行误差分析,分析结果表明建立的着舰载荷作用下整机有限元模型计算所得仿真结果与试验结果误差均控制在13%以内,故认为本文所采用的着舰载荷作用下航空发动机整机动态响应数值仿真分析方法具有合理性。

(2) 在整机结构中作为承力部件的主安装节和中介承力机匣承受着主要的着舰载荷,各承力部件均未发生明显的失效破坏;着舰载荷在整机结构中机匣上的传递路径为主安装节-中介承力机匣-压气机机匣-进气承力机匣、主安装节-中介承力机匣-燃烧室机匣-涡轮机匣-后承力机匣-辅助安装节;在转轴上的传递路径为1#轴承-2#轴承-3#轴承。

(3) 着舰载荷作用下各轴承处响应具有较明显的冲击响应特征,不同轴承处的支承载荷峰值和形成峰值的时刻并不相同,着舰载荷作用后各轴承处支承载荷会逐渐衰减,但不会完全趋于稳定的幅值,这是由于在较大的着舰载荷作用下转子系统运行稳定性会受到影响,轴承处受径向支反力和轴向摩擦力,导致轴承处支承载荷具有较明显的非稳态特征。

AST

参考文献

[1] 胡锐,刘小川,白春玉,等. 舰载飞机起降装置动力学试验研究进展[J]. 航空科学技术,2022,31(1):11-19.

Hu Rui, Liu Xiaochuan, Bai Chunyu, et al. Research progress on dynamic test of carrier aircraft take-off and landing device [J]. Aeronautical Science & Technology, 2022, 31(1): 11-19. (in Chinese)

[2] 田源,王月基,柳超. F-35C舰载机着舰试验分析与展望[J]. 航空科学技术,2023,34(4):1-10.

Tian Yuan, Wang Yueji, Liu Chao. Analysis and prospect of F-35C carrier-based aircraft landing test[J]. Aeronautical Science & Technology, 2023, 34(4): 1-10. (in Chinese)

[3] 陈巍,杜发荣,丁水汀,等. 超高速转子系统动力学特性(II): 碰摩转子[J]. 推进技术,2012,33(6):866-874.

Chen Wei, Du Farong, Ding Shuiting, et al. Research on dynamic characteristics for a super-high speed rotor system: II rotor system with rubs[J]. Journal of Propulsion Technology, 2012, 33(6): 866-874. (in Chinese)

[4] Nelson H D, Meacham W L, Fleming D P, et al. Nonlinear analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1983, 105: 614-660.

[5] Oezgucen H N, Oezkan Z L. Whirl speeds and unbalance response of multibearing rotors using finite elements[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1984, 106(1): 72-79.

[6] Greenhill L M, Bickford W B, Nelson H D. A conical beam finite element for rotor dynamics analysis[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1985, 107(4): 421-430.

[7] Koike H, Ishihara K. Impact response of rotor-bearing system to an arbitrary excitation of pedestals: 1st report: comparison of linear analysis with experiment[J]. Bulletin of JSME, 1983, 26(220): 1783-1790.

[8] Samali B, Kim K B, Yang J N. Random vibration of rotating machines under earthquake excitations[J]. Journal of Engineering Mechanics, 1986, 112(6): 550-565.

[9] 贺少华,吴新跃. 舰载旋转机械基础冲击响应建模和数值计算[J]. 爆炸与冲击,2011,31(6):561-566.

He Shaohua, Wu Xinyue. Shock response modeling and computation of shipboard rotating machinery subjected to base-transferred shock force[J]. Explosion and Shock Waves, 2011, 31(6): 561-566. (in Chinese)

[10] 游震洲,黄其祥,王锋,等. 转子-基础系统的随机不确定建模与振动分析[J]. 航空动力学报,2016,31(1):1-9.

- You Zhenzhou, Huang Qixiang, Wang Feng, et al. Random uncertainty modeling and vibration analysis of rotor-foundation system[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(1): 1-9. (in Chinese)
- [11] 祝长生, 陈拥军. 机动飞行时发动机转子系统动力学统一模型[J]. *航空动力学报*, 2009, 24(2): 371-377.
- Zhu Changsheng, Chen Yongjun. General dynamic model of aeroengine's rotor system during maneuvering flight[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(2): 371-377. (in Chinese)
- [12] Das A S, Dutt J K, Ray K. Active vibration control of flexible rotors on maneuvering vehicles[J]. *AIAA Journal*, 2010, 48(2): 340-353.
- [13] 李杰, 曹树谦, 郭虎伦, 等. 机动飞行条件下双转子系统动力学建模与响应分析[J]. *航空动力学报*, 2017, 32(4): 835-849.
- Li Jie, Cao Shuqian, Guo Hulun, et al. Modeling and response analysis of dual-rotor system under maneuvering flight[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2017, 32(4): 835-849. (in Chinese)
- [14] 虞烈, 刘恒. 轴承-转子系统动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- Yu Lie, Liu Heng. Dynamics of bearing-rotor system[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001. (in Chinese)
- [15] 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学理论、技术与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- Wen Bangchun, Gu Jialiu, Xia Songbo, et al. Advanced rotor dynamics-theory, technology and application [M]. Beijing: China Machine Press, 2000. (in Chinese)
- [16] Kang Yuan, Chang Y, Tsai J W, et al. An Investigation in stiffness effects on dynamics of rotor-bearing-foundation systems [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 231(2): 343-374.
- [17] Han Qinakai, Dong Xiao, Wen Bangchun. Resonance capture of rotor system mounted on an elastically supported base[C]// *Proceedings of IFToMM 8th International Conference on Rotor Dynamics*, 2010: 12-15.
- [18] Cavalca K L, Okabe E P. On analysis of rotor-bearing-foundation system[C]. *IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamic*, 2011: 89-101.
- [19] Chen Xi, Gan Xiaohua, Ren Guangming. Nonlinear responses and bifurcations of a rotor-bearing system supported by squeeze-film damper with retainer spring subjected to base excitations[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2020, 102: 2143-2177.
- [20] 陈伟, 刘璐璐, 宣海军, 等. 突加高能载荷作用下航空发动机结构动态响应及安全性综述[J]. *推进技术*, 2020, 41(9): 2099-2119.
- Chen Wei, Liu Lulu, Xuan Haijun, et al. Review on dynamic response and safety of engine structure under sudden high energy load[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(9): 2099-2119. (in Chinese)
- [21] 马艳红, 梁智超, 王桂华, 等. 航空发动机叶片丢失问题研究综述[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(3): 513-526.
- Ma Yanhong, Liang Zhichao, Wang Guihua, et al. Review on the blade loss of aero-engine[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(3): 513-526. (in Chinese)
- [22] Cosme N, Chevrolet D, Bonini J, et al. Prediction of engine loads and damages due to fan blade off event[C]. *Structural Dynamics and Materials Conference*, 2002.
- [23] Heidari M, Carlson D L, Sinha S, et al. An efficient multi-disciplinary simulation of engine fan-blade out event using MD nstran[C]. *AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference*, 2008.
- [24] 刘璐璐, 杨宗志, 陈伟, 等. 航空发动机叶片丢失整机响应及安全性分析[J]. *计算机仿真*, 2020, 37(2): 47-52, 124.
- Liu Lulu, Yang Zongzhi, Chen Wei, et al. The entire engine dynamic mic response and security analysis during aeroengine blade out event[J]. *Computer Simulation*, 2020, 37(2): 47-52, 124. (in Chinese)
- [25] 卢杨, 吴娟. 吊篮着陆油气缓冲器设计[J]. *计算机仿真*, 2010, 27(12): 16-19.
- Lu Yang, Wu Juan. Design of gondola landfall oil-gas bumper [J]. *Computer Simulation*, 2010, 27(12): 16-19. (in Chinese)
- [26] 邢志伟, 刘广. 飞机起落架缓冲机理模型研究[J]. *机床与液压*, 2011, 39(15): 130-132.
- Xing Zhiwei, Liu Guang. Modeling research on mechanism of shock absorber for aircraft landing gear[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2011, 39(15): 130-132. (in Chinese)
- [27] 陈刚, 陈忠富, 陶俊林, 等. 45 钢动态塑性本构参量与验证[J]. *爆炸与冲击*, 2005, 25(5): 451-456.
- Chen Gang, Chen Zhongfu, Tao Junlin, et al. Investigation and validation on plastic constitutive parameters of 45 steel[J]. *Explosion & Shock Waves*, 2005, 25(5): 451-456. (in Chinese)

- [28] 陈刚, 陈忠富, 陶俊林, 等. 45 钢的 J-C 损伤失效参量研究[J]. 爆炸与冲击, 2007, 27(2): 131-135.
Chen Gang, Chen Zhongfu, Tao Junlin, et al. 45 steel J-C injury failure parameter study[J]. Exploration and Shock Waves, 2007, 27(2): 131-135. (in Chinese)
- [29] 中国航空材料手册编辑委员会. 中国航空材料手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 2002.
Editorial Committee of China Aviation Materials Handbook. China aviation materials handbook [M]. Beijing: Standards Press of China, 2002. (in Chinese)

Numerical Simulation Study on the Dynamic Response of Engine Under Landing Load

Liu Lulu¹, Wu Zeyu¹, Han Jiaqi¹, Luo Gang², Zhao Zhenhua², Chen Wei¹

1. Aero-engine Thermal Environment and Structure Key Laboratory of Ministry of Industry and Information Technology, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China

2. State Key Laboratory of Mechanics and Control for Aerospace Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China

Abstract: Landing loads, a typical load condition during the service life of an aircraft engine, have been the subject of extensive theoretical and experimental research on rotor system vibrations both domestically and internationally. While these studies have provided qualitative conclusions of considerable reference value, there remains a significant discrepancy between the model parameters employed and those of actual aircraft engine rotor systems, which complicates the accurate determination of vibration responses under landing loads. This paper presents the development of a comprehensive finite element model of the engine using commercial software to simulate the dynamic response of the entire engine under landing loads. The validity of the simulation method is confirmed through comparison with experimental data. The study examines the transmission of landing loads throughout the engine structure and the dynamic response of key components, offering a valuable numerical simulation approach for the structural safety design of turbofan engines. Results show that landing loads are transmitted from the main mounting section through the entire engine structure and exit via the auxiliary mounting section, with key components exhibiting distinct impact response characteristics under these conditions.

Key Words: aero-engine; landing load; vibration response of rotor system; law of load transfer

Received: 2024-04-23; Revised: 2024-08-12; Accepted: 2024-10-31

Foundation item: Aeronautical Science Foundation of China (201941052001)