https://doi.org/10.12442/j.issn.1002-185X.20250405

考虑粉末盘服役特性的FGH95合金疲劳寿命与失效机制研究

董成利[1,2]，洪建锋[1,2]，沙爱学[1,2]，彭子超[2]，王旭青[2]，李兴无[1,2]

（1. 中国航发北京航空材料研究院 应用评价中心，北京 100095）

（2. 中国航发北京航空材料研究院 先进高温结构材料重点实验室，北京 100095）

摘 要：针对挤压锻造态FGH95合金在模拟航空发动机粉末盘组件服役工况下的使用性能评价缺失关键问题，本研究首先基于粉末盘组件止动槽上的最大主应变梯度，按照一定的设计准则设计出模拟件，并对其设计方法进行验证，然后采用基于临界距离（theory of critical distances, TCD）的疲劳寿命方法进行寿命预测，最后对疲劳寿命方法及失效机理进行验证。结果表明：本研究提出的1种三维空间域全自动搜索方法能够获得止动槽上的最大主应变梯度；与工程中常用Morrow修正的总应变寿命方法相比，采用考虑应变梯度的TCD寿命方法能够更准确地预测止动槽的疲劳寿命；合理解释了缺口标准圆棒试样不能准确模拟止动槽疲劳寿命的重要原因；运用断口分析技术验证了缺口标准圆棒试样、止动槽及其模拟件疲劳失效机理的差异。

关键词：粉末盘；最大主应变梯度；模拟件；临界距离法；失效机制

中图法分类号：TG146.1^{+}5；TG132.3^{+}3 **文献标识码**：A **文章编号**：1002-185X（2026）11-2826-09

1 引 言

航空发动机粉末盘组件是航空发动机中安全系数和可靠性要求最高且单体重量最大的非包容断裂关键零组件，在工作时通常承受高温（约800 ℃）、高应力（约1200 MPa）、高转速（约60000 r/min）及复杂的氧化（加速损伤）、腐蚀（盐雾）等服役工况，热-力-化条件随时空变化且深度耦合，服役条件异常苛刻[1–3]。粉末盘组件需要同时满足功能性和结构性等综合要求，通常在涡轮盘组件上加工止动槽、榫槽、螺栓孔和中心孔等关键结构，这些结构由于几何不连续往往造成明显的应力集中，容易导致粉末盘组件强度储备不足而引发失效[4–6]。近年来较为典型的案例是某型发动机粉末盘组件在进行发动机试车时发生了非预期破裂，疲劳寿命远未达到设计寿命。经权威部门失效鉴定，粉末盘组件中的止动槽是首断件，疲劳源位于止动槽三圆角交汇的应力集中处（经计算，该处应力集中因子约为3.0）。

为了准确评价粉末合金，诸如应用日益广泛的挤压锻造态FGH95合金在模拟止动槽服役工况下的使用性能，详细掌握和定量确定止动槽多圆角交汇处在粉末盘服役工况下的疲劳损伤，研发人员开展了挤压锻造态FGH95合金的疲劳试验，主要包括光滑标准圆棒疲劳试验和标准缺口圆棒（应力集中因子为3.0）疲劳试验，载荷谱采用粉末盘的高温低周疲劳波形，获得了相应的高温疲劳试验数据。但遗憾的是，无论是采用光滑标准圆棒疲劳试验数据建立寿命预测方法，还是直接采用标准缺口圆棒疲劳试验数据，都无法准确预测止动槽的疲劳寿命。究其主要原因可能是两者都不能准确再现止动槽三圆角交汇的复杂应力或应变梯度。因此，为了准确评价挤压锻造态FGH95合金在粉末盘服役特性下的使用性能，并准确预测止动槽的疲劳寿命，亟需建立一种区别于传统做法的新的设计、试验与表征方法，同时也可为粉末盘组件材料研制和应用研究提供技术支持。

实际上，早从20世纪60年代开始，以国外NASA、AFRL、P&W、GE和R&R等为首的航空发动机研制和生产单位不约而同地提出发动机模拟件设计与工程应用的理念，并指出模拟件设计与验证的重要地位和应用价值[7–10]。另外在与传统标准试样获得的试验数据有本质区别这一方面已基本达成一致意见：一方面，仅采用标准试样级的简单力学性能试验不能充分模拟发动机零部件的典型受载状态和服役环境，且标准试样级的表面完整性与零部件的差异较大；另一方面，采用发动机零部件开

收稿日期：2025-11-30

基金项目：稳定支持项目（2019-363）

作者简介：董成利，男，1982年生，博士，研究员，中国航发北京航空材料研究院应用评价中心，北京 100095，电话：010-62497454，E-mail：dcldong@buaa.edu.cn

展材料的使用性能评价虽然最为可靠和准确，但因其造价较高且试验子样较少、试验周期长和成本昂贵等限制，很难得到多子样的可靠性数据。因此，国外航空发动机研制和生产单位采用了在材料标准试样级与发动机零部件级之间增加一级模拟件考核验证技术，充分利用前端材料标准试样的试验数据，并与后端小子样零部件验证试验相结合，开展多子样模拟件在模拟服役环境下的性能试验。模拟件试验验证的技术优点显而易见，相对于真实零部件，模拟件加工简单、加载容易、试验成本较小，在实验室常规条件下即可开展各类模拟件性能试验，试验结果可直接或间接反映零部件的强度和寿命[11–14]。相比于国外，国内在发动机模拟件设计与验证方面起步稍晚。20世纪90年代初期，国内发动机研制单位成立了由总师部门牵头，联合相关材料室、强度室和结构室开展了发动机模拟件的性能测试与强度评价的探索性研究。虽然获得了一些研究成果，但没有梳理清楚模拟件性能测试和强度评价的目的和作用，获得的数据既不能很好的评价材料的使用性能，也不能合理的指导结构设计，最终验证作用没有得到有效发挥。此外，北京航空航天大学、南京航空航天大学等[15–18]国内科研院所也不同程度地开展了航空发动机模拟件考核验证工作，尝试从模拟件考核验证的角度出发确定结构是否具备足够的强度储备，更多的研究侧重于在发动机排故中设计模拟件再现零部件的故障，寻找故障发生的原因，从而实现故障排除的目的，属于发动机的“反向设计”，不能将其提前到发动机设计研发流程前端，真正实现“正向设计”。尽管从国外的NASA报告、适航指令报告和公开发表的文献和资料中可以部分获悉发动机模拟件的相关研究内容，但尚未获得能够完整地讲清楚模拟件从结构设计到性能试验再到最终的寿命验证的全套资料。可以看出，国外在发动机模拟件设计与寿命验证研究方面开展了大量的工作，建立了相应的模型、方法和工具，搭建了模拟件相关的技术体系并在实际工程中得到有效应用。更为重要的是，国外关于发动机模拟件设计与寿命验证关键技术对其他国家尤其是对中国采取了严格的技术封锁，目前这一技术也是制约我国航空发动机材料研制、应用研究和发动机结构设计“卡脖子”技术难题。但幸运的是，我国航空发动机研制人员长期关注并跟踪国外关于发动机模拟件相关的成熟技术和最新技术的发展，经过长期的努力探索和自主的技术创新，初步建立了一套发动机模拟件设计与寿命验证技术体系，能够对我国航空发动机结构设计及材料的使用性能进行有效评价，从而建立系统且成熟的发动机模拟件设计与验证技术体系。

本研究以某型发动机粉末盘组件的挤压锻造态FGH95合金止动槽为研究对象，采用一种自动搜索方法获得止动槽上的最大主应变梯度，运用结构优化方法并按照一定的设计原则设计出模拟件，尽可能使得模拟件与止动槽的最大主应变梯度保持一致，并基于TCD的寿命方法开展疲劳寿命预测，对止动槽的疲劳寿命方法及失效机理进行验证，从而实现挤压锻造态FGH95合金在模拟航空发动机粉末盘组件服役工况下的使用性能评价。

2　结构设计方法

通过对国内外航空发动机结构模拟件优化设计方法的调研，尤其是对标欧美NASA、AFRL、GE、P&W和R&R等发动机研制单位，模拟件优化设计方法的一般原则如下：(1)几何结构相似，主要是模拟件要与发动机零部件关键部位的几何结构要保持相似，平面应力状态宜采用板材类模拟件，平面应变状态宜采用圆棒类模拟件；(2)应力/应变状态等效，主要是要求模拟件与发动机零部件关键部位的受载状态保持一致，可以采用应力或应变梯度一致、多轴度一致等；(3)失效模式相同，主要是要求模拟件与发动机零部件关键部位的裂纹起裂和扩展机制相同，例如裂纹起裂都是由角裂纹诱发并发生裂纹扩展导致最终失效等。

2.1　最大主应变梯度提取方法

图1给出了粉末盘组件结构及其止动槽三圆角交汇处的几何尺寸。止动槽的作用是插入锁片后可防止挡板的周向转动，从而可靠地固定涡轮叶片。可以看出，止动槽在厚度方向上下结构基本保持对称，中间加工有方孔，方孔边缘加工有半径尺寸分别为0.3、0.3和0.7 mm的复合圆角，最复杂的结构位于3个圆角交汇处，这是粉末盘组件试车破坏的疲劳源所在位置，是本研究研究的关键细节部位。

本研究以止动槽的最大主应变梯度为优化设计目标，作为止动槽模拟件结构优化的设计基准。采用ANSYS APDL编程语言，并结合新提出的一种三维空间域全自动搜索法获得止动槽上的最大主应变梯度。三维空间域全自动搜索法是一种沿着最大主应变某一方向逐层扫描并进行面内应变极值判断的数据处理分析方法，能够自动判断扫描面内的最大主应变，然后随着逐层扫

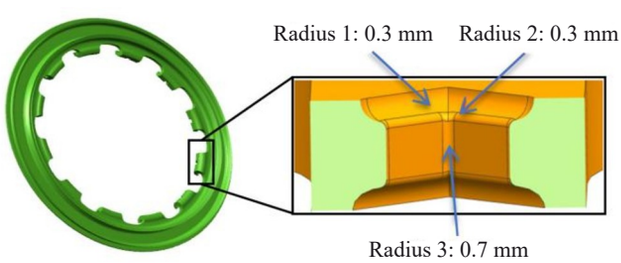


图1　粉末盘组件止动槽结构及其几何尺寸

Fig.1　Structure and geometric dimensions of the retaining groove of powder-disc assemblies

描技术，不断获得扫描路径上的最大主应变，最后将扫描路径上的最大主应变输出到特定格式的文件中，从而获得最大主应变梯度。

图2给出了止动槽最大主应变梯度提取过程。可以看出，三维空间域全自动搜索法必须定义逐层扫描面和搜索路径，逐层扫描面的间距可以通过命令流实现调整。扫描路径上扫描面的间距越小，提取的最大主应变梯度越平滑，但扫描效率越低下。相反地，扫描路径上扫描面的间距越大，提取的最大主应变梯度越粗糙，但扫描效率越高。因此，需要设置合理的扫描步长，以兼顾扫描精度和扫描效率。经多轮尝试与计算，最终确定最优扫描步长为0.1 mm。特别地，本研究给出了扫描距离 d 分别为0.0、1.0、1.5和2.0 mm时的扫描面位置及其扫描面内的最大主应变分布，可清晰地看到扫描面内的最大主应变位于止动槽附近及其空间某一方向上。

图3给出了采用三维空间域全自动搜索法获得的止动槽的最大主应变梯度。可以看出，止动槽的最大主应变梯度表现出先快速降低，然后梯度减缓，接着又快速降低，最后保持梯度减缓的4个明显阶段（Phase 1~Phase 4），说明了止动槽最大主应变梯度分布的复杂性。一般来讲，零部件结构越复杂，其对应的最大主应变梯度也越复杂，而不是常见的单调平滑曲线。因此，不能想当然地通过人工指定路径提取应变梯度，否则将会与零部件的复杂最大主应变梯度差距甚远，对模拟件的结构设计带来不利影响，甚至导致模拟件设计失败。

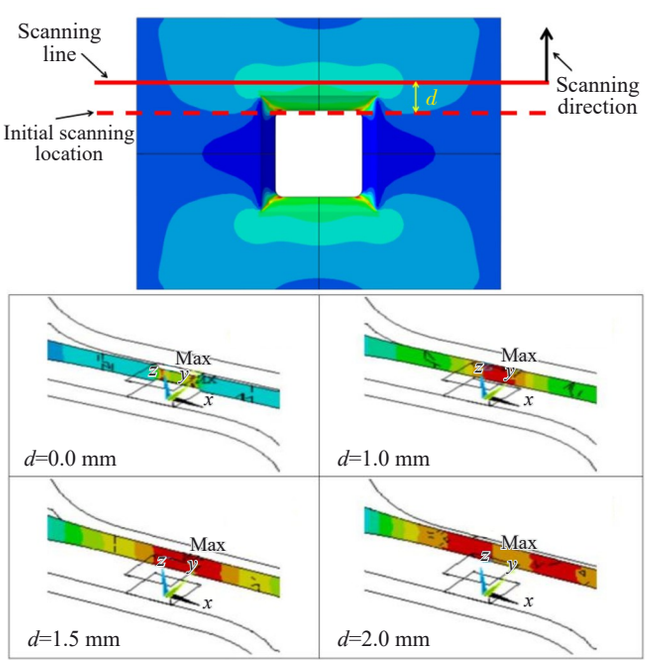


图2　最大主应变梯度的三维空间域全自动搜索法

Fig.2　Method of fully automated search of maximum principal strain gradient of 3D space

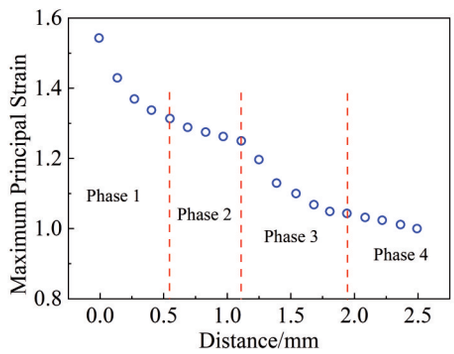


图3　止动槽最大主应变梯度的自动提取结果

Fig.3　Automatic extraction results of maximum principal strain gradient of retaining groove

2.2　止动槽模拟件设计方法

图4给出了止动槽模拟件初始几何结构与优化变量，模拟件初始几何结构与止动槽保持相似，近似处于平面应力状态，因此止动槽模拟件初始构型选择了平板类模拟件。

止动槽模拟件结构设计主要采用Isight与ANSYS软件联合优化，将ANSYS软件嵌入Isight优化平台。在命令窗口定义止动槽模拟件的初始几何尺寸，例如缺口半径 R、倒角 r、缺口深度 S、模拟件宽度 L 和厚度 d 等。以图3确定的止动槽最大主应变梯度为优化目标，结合如图5所示的止动槽模拟件应变迭代计算，并通过自动调整止动槽模拟件的几何尺寸，实现模拟件与止动槽最大主应变梯度一致的最终目标，见图6。

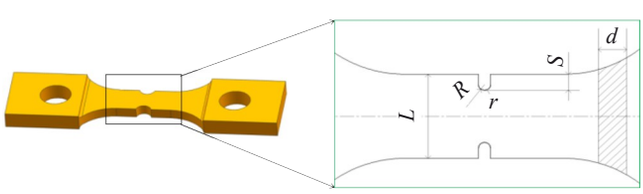


图4　止动槽模拟件初始几何结构与优化变量

Fig.4　Initial geometric structure and optimization variables of retaining groove feature-base specimen

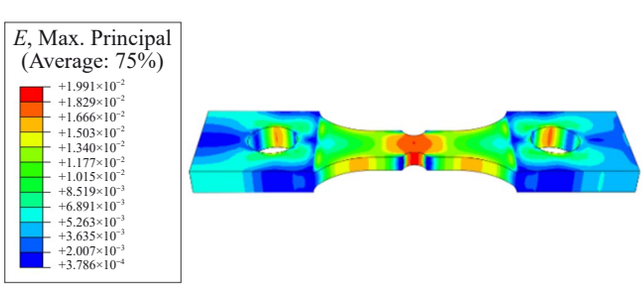


图5　止动槽模拟件结构优化过程中最大主应变迭代计算结果

Fig.5　Maximum principal strain iterative calculation result of retaining groove feature-base specimen in structural optimization process

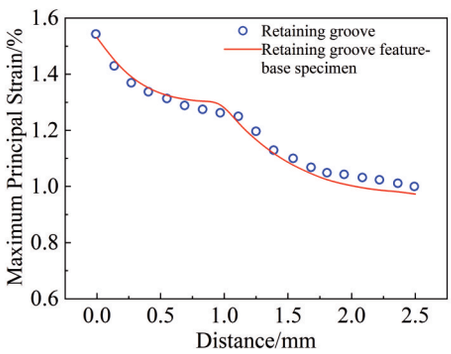


图6 止动槽及其模拟件最大主应变梯度对比

Fig.6 Maximum principal strain gradient comparison between retaining groove and retaining groove feature-base specimen

可以看出，止动槽模拟件的最大主应变梯度与止动槽三圆角交汇处的最大主应变梯度保持较高的一致性，准确捕捉了止动槽根部最大主应变的最大值，并再现了止动槽最大主应变梯度第2阶段与第3阶段的转变细节，从最大主应变梯度等效方面来讲，本研究较为准确地验证了止动槽模拟件结构设计的合理性。

图7给出了经多轮次迭代优化后的止动槽模拟件最终几何尺寸。可以看出，止动槽模拟件缺口半径（R）为0.52 mm、倒角（r）为0.13 mm、宽度（L）为8.00 mm，厚度（d）为2.50 mm和缺口深度（S）为0.98 mm。

3　实验方法

基于某型发动机粉末盘组件试车条件确定了止动槽模拟件的疲劳试验载荷谱，见图8。可以看出，止动槽模拟件疲劳试验采用应力控制，应力比为0.05，试验频率为0.5 Hz。另外，疲劳试验温度为480 ℃。止动槽模拟件疲劳试验参照GB/T 3075-2021《金属材料 疲劳试验 轴向力控制方法》严格执行。表1给出了止动槽模拟件疲劳试验方案。

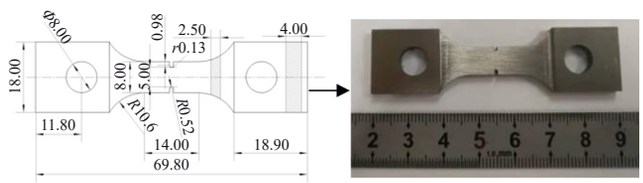


图7 止动槽模拟件几何尺寸和实物图

Fig.7 Geometric size and physical graph of retaining groove feature-base specimen

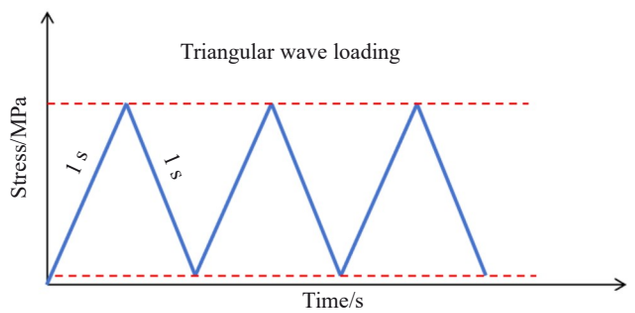


图8 止动槽模拟件试验载荷谱

Fig.8 Loading spectrum of retaining groove feature-base specimen

另外，为了与国内发动机设计所常用的与止动槽模拟件相同应力集中系数（K_t=3.0）标准缺口圆棒试验数据对比，开展了相同试验条件下的标准缺口圆棒试验。标准缺口圆棒几何尺寸和实物图见图9。从图中可以看出，标准缺口圆棒缺口半径为0.3 mm，缺口坡度为60°，

表1 止动槽模拟件高温疲劳试验方案

Table 1 High-temperature fatigue test programs of retaining groove feature-base specimen

Sample No.	Load/kN	Fatigue life/Cycle	Mean of fatigue life/Cycle
RR-F1	8.75	7268	9902
RR-F2		12536	
RR-F3	9.38	3312	4005
RR-F4		4698	
RR-F5	11.0	2465	3848
RR-F6		5231	
RR-F7	12.5	2041	2889
RR-F8		3737	
RR-F9	13.8	889	1587
RR-F10		2181	
RR-F11	15.0	711	825
RR-F12		939	
RR-F13	16.3	695	747
RR-F14		799	
RR-F15	16.9	520	558
RR-F16		596	

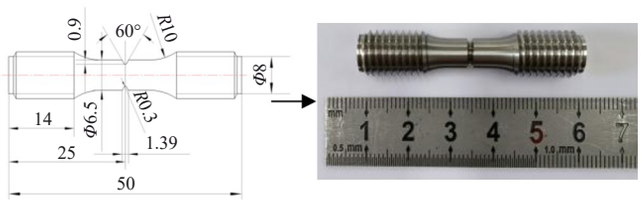


图9 标准缺口圆棒试样的几何尺寸和实物图

Fig.9 Geometric size and physical graph of standard notched round bar specimen

标距直径为6.5 mm。

4 疲劳寿命方法及失效机制验证

4.1 基于TCD法的疲劳寿命方法

粉末盘组件为了满足功能性和功用性要求，其关键细节结构处往往产生较大的应力/应变集中和应力/应变梯度等复杂应力/应变状态，经典的疲劳寿命方法由于不能充分考虑复杂应力/应变状态的影响，已不能准确预测粉末盘组件的疲劳寿命，需要建立同时考虑应力/应变集中和应力/应变梯度的疲劳寿命评估模型。其中基于TCD寿命方法[19–22]是一种考虑应力/应变梯度且非常简便实用的疲劳寿命模型。

20世纪80年代和90年代，Tanaka[23]和Taylor[24]分别提出了各自的TCD理论，将缺口附近区域的整体应力分布作为影响材料失效的关键因素，认为当该区域内的平均应力超过疲劳强度时就会导致疲劳失效。图10给出了本研究基于点法的TCD法的示意图。可以看出，基于点法的TCD法主要以缺口一定距离D_{PM}处的应变为主控变量，将此处的应变与对应的疲劳寿命相关联，可以采用传统的寿命预测方法，例如总应变寿命法[25]、Coffin-Manson公式[26]和SWT公式[27]等。基于TCD法的寿命预测最重要的技术点是临界距离D_{PM}的确定。

公式(1)和(2)给出了基于TCD的Morrow修正的总应变寿命方法。与传统Morrow修正的总应变寿命方法[28]不同，基于TCD法的寿命预测方法采用的不是缺口根部最大应变值，而是沿着缺口平分线一定距离处的应变值。

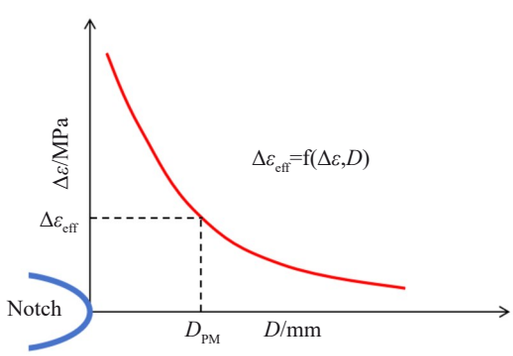


图10 基于点法TCD的示意图

Fig.10 Schematic diagram of point-based TCD

$$\Delta\varepsilon_{\mathrm{eff}}=\Delta\varepsilon\left(D=D_{\mathrm{PM}}\right)=F\left(2N_{\mathrm{f}}\right) \tag{1}$$

$$F\left(2N_{\mathrm{f}}\right)=\frac{\sigma_{\mathrm{f}}'-\sigma_{\mathrm{m}}}{E}\left(2N_{\mathrm{f}}\right)^{b}+\varepsilon_{\mathrm{f}}'\left(2N_{\mathrm{f}}\right)^{c} \tag{2}$$

其中，$\varepsilon_{\mathrm{eff}}$是有效应变，$D_{\mathrm{PM}}$是临界距离，$D$是缺口根部距离，$F$是寿命函数，$N_{\mathrm{f}}$是疲劳寿命，$E$是弹性模量，$\sigma_{\mathrm{m}}$是平均应力，$\sigma_{\mathrm{f}}'$，$\varepsilon_{\mathrm{f}}'$，$b$和$c$是模型参数。

4.2 失效机制验证

图11给出了止动槽模拟件在不同载荷下的最大主应变场，最大主应变场有限元计算方法主要采用弹塑性本构模型，同时考虑多线性随动硬化效应。可以看出，止动槽模拟件在不同载荷条件下其缺口处出现明显的应变集中，最大主应变分布大致相同，只是最大主应变数值不同。

沿着止动槽模拟件缺口平分线方向，可以获得不同载荷条件下的最大主应变梯度，见图12。可以看出，不同载荷条件下，止动槽模拟件缺口附近存在明显的应变梯度。施加载荷越大，止动槽模拟件缺口附近的应变梯度就越大。沿着缺口平分线方向，止动槽模拟件缺口根部表面至内部大约0.4 mm时，其最大主应变梯度较陡，而后至内部0.4~0.9 mm时最大主应变梯度变缓，最后内部0.9 mm以后最大主应变梯度基本不发生变化。

采用TCD法确定临界距离时，必须确定准确、可靠的计算流程。图13给出了止动槽模拟件基于迭代计算的TCD法流程图，在止动槽模拟件最大主应变梯度的基础上，采用多项式拟合最大主应变梯度，然后沿着最大主应变梯度方向逐点计算寿命，然后将获得的寿命与试验寿命做对比，并计算累积相对误差，设置相对误差容限。当不满足相对累积误差容限时，继续逐点计算寿命，经不断迭代计算，直到计算相对累积误差满足设置的相对误差容限时停止计算，最终获得一个临界距离，这个临界距离是预测止动槽寿命的基础，然后止动槽临界距离上的应力或应变带入寿命预测模型中，可以准确获得止动槽的疲劳寿命。通过迭代计算，最终确定止动槽模拟件的临界距离为0.31 mm，见图12。

图14a和14b分别给出了基于TCD的Morrow修正总应变寿命方法与传统Morrow修正总应变寿命方法预测结果对比。可看出，传统Morrow修正总应变寿命方法预测止动槽模拟件疲劳寿命位于试验寿命的−50倍分散带以内，预测不准确且过于保守。而基于TCD的Morrow修正总应变寿命方法预测止动槽模拟件疲劳寿命位于试验寿命的±3倍分散带以内，疲劳寿命预测较为准确。值得注意的是，这里止动槽模拟件疲劳寿命为寿命均值。

图15给出了相同试验条件下的标准缺口圆棒试样、止动槽模拟件与止动槽高温疲劳寿命。可以看出，从总体趋势上来看，标准缺口圆棒的疲劳寿命较长，止动槽模拟件疲劳寿命较短。尤其在低应力条件下，两者疲劳寿

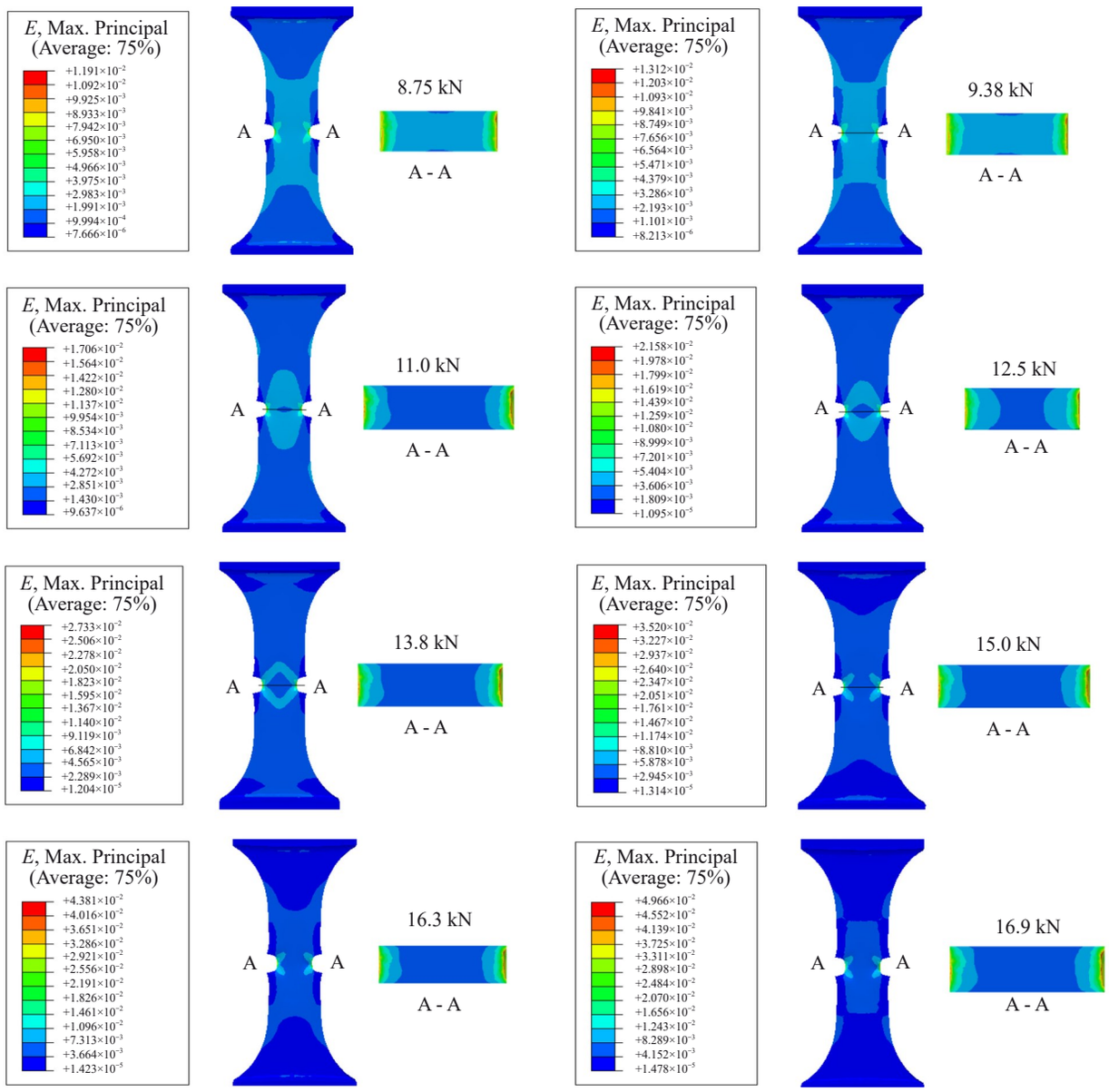


图11　止动槽模拟件在不同载荷下的应变场

Fig.11　Maximum principal strain field of retaining groove feature-base specimen under different loadings

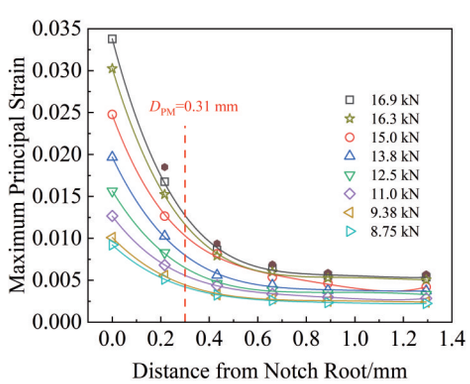


图12　止动槽模拟件在不同载荷下的最大主应变梯度及临界距离

Fig.12　Maximum principal strain gradient and critical distance of retaining groove feature-base specimen under different loadings

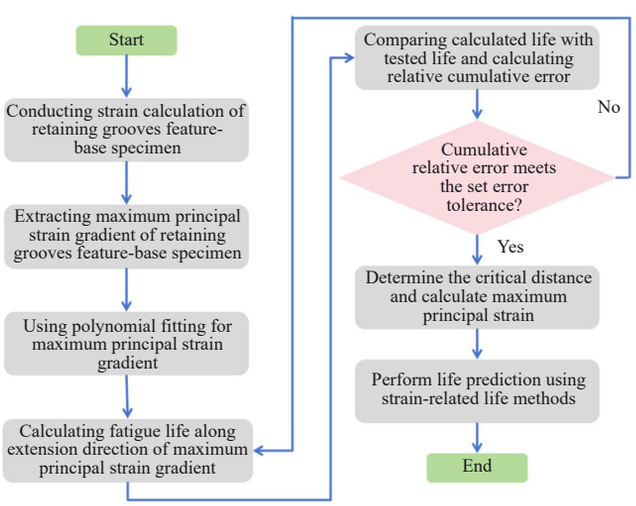


图13　基于迭代计算的TCD法流程图

Fig.13　Flow chart of TCD method based on iterative calculation

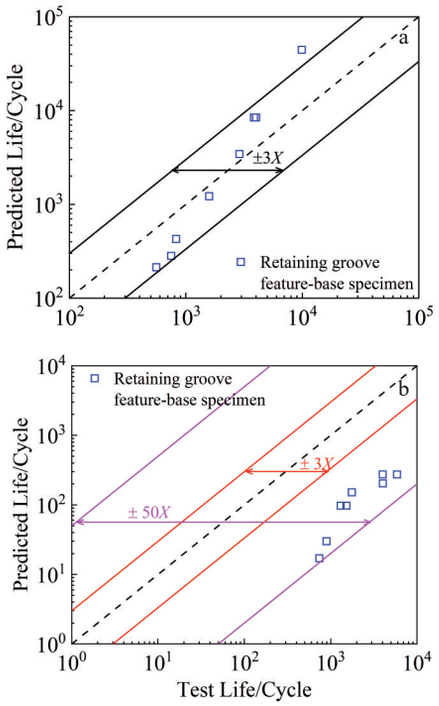


图14 基于 TCD 的 Morrow 修正总应变寿命方法与传统 Morrow 修正的总应变寿命方法预测结果对比

Fig.14 Predicted life comparison between TCD-based Morrow-modified total strain life method (a) and typical Morrow-modified total strain life method (b)

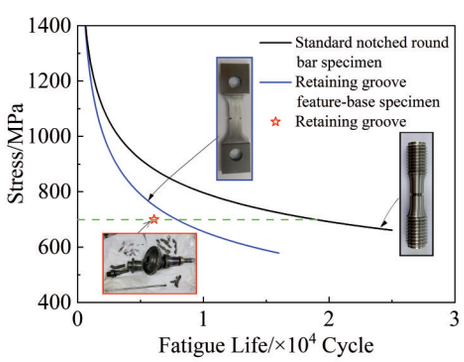


图15 标准缺口圆棒试样、止动槽模拟件与止动槽疲劳寿命对比

Fig.15 Fatigue life comparison between standard notched round bar specimen, retaining groove feature-base specimen, and retaining groove

命差距逐渐扩大。在等效应力为 700 MPa 条件下，粉末盘组件止动槽试车疲劳寿命为 6083 次循环，止动槽模拟件疲劳寿命为 7328 次循环，而标准缺口圆棒疲劳寿命为 21 439 次循环。止动槽模拟件疲劳寿命位于止动槽试车疲劳寿命的 1.2 倍分散带以内，能够很好地代表粉末盘组件止动槽试车疲劳寿命，而标准缺口圆棒疲劳寿命位于粉末盘组件止动槽试车疲劳寿命的 3.5 倍分散带以外，与试车数据相差甚远，不满足实际工程需要。

在航空发动机结构设计研发体系中，通常采用标准缺口圆棒试验数据作为发动机结构设计用性能数据。为了比较相同应力集中系数下标准缺口圆棒与止动槽模拟件寿命差异，本研究开展了标准缺口圆棒的高温疲劳试验，试验条件与止动槽模拟件的实验条件保持一致。标准缺口圆棒试验结果见图 16，之前已得出结论是标准缺口圆棒疲劳寿命大于止动槽模拟件疲劳寿命，但没有给出寿命差异的原因。

本研究尝试采用 TCD 法来解释标准缺口圆棒和止动槽模拟件之间的寿命差异。在图 12 中给出止动槽模拟件的临界距离为 0.31 mm，止动槽模拟件在临界距离为 0.31 mm 的最大主应变约为 1.376%，而标准缺口圆棒在临界距离为 0.31 mm 的最大主应变约为 0.997%。也就是说，在相同的外载条件下，标准缺口圆棒实际承受的最大主应变比止动槽模拟件小近 27.5%。因此，从临界距离处的最大主应变角度来看，标准缺口圆棒的寿命应该比止动槽模拟件的寿命长，合理解释了两者之间的寿命差异。同时也说明，标准缺口圆棒试验数据不能直接用于相同应力集中系数下止动槽的强度评估和寿命预测。虽然标准缺口圆棒与止动槽应力集中系数相同，但两者的最大主应变梯度存在较大差异，也即两者的应变状态不等效。而止动槽模拟件与止动槽应力集中和最大主应变梯度基本保持一致，止动槽模拟件疲劳寿命与止动槽疲劳寿命更为接近。

在止动槽模拟件优化设计方法中，本研究采用了基于“几何结构相似、应力/应变状态等效和失效模式相同”三原则。通过上述内容的描述，模拟件设计过程中涉及的几何结构相似、应力/应变状态等效 2 个原则均以实现。如果止动槽模拟件与止动槽失效模式相同，那么止动槽模拟件的结构设计所遵循的三原则全部实现。图 17 给出了标准缺口圆棒、止动槽模拟件与止动槽失效机制及对比。可以看出，止动槽的疲劳失效是由角裂纹诱发，随后发生稳定扩展，直至断裂。止动槽模拟件的疲劳失效与止动槽的疲劳失效机制基本相同，也是由角裂纹诱发，随后发生稳定扩展，直至断裂。但标准缺口圆棒的疲劳

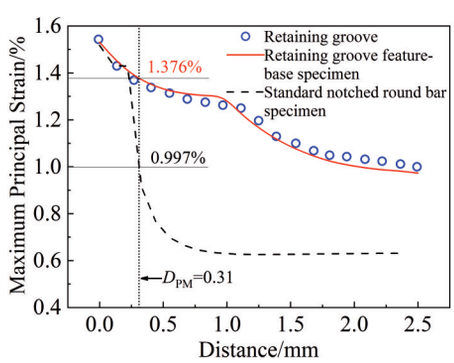


图16 标准缺口圆棒与止动槽及其模拟件的最大主应变对比

Fig.16 Maximum principal strain comparison between standard notched round bar specimen, retaining groove, and retaining groove feature-base specimen

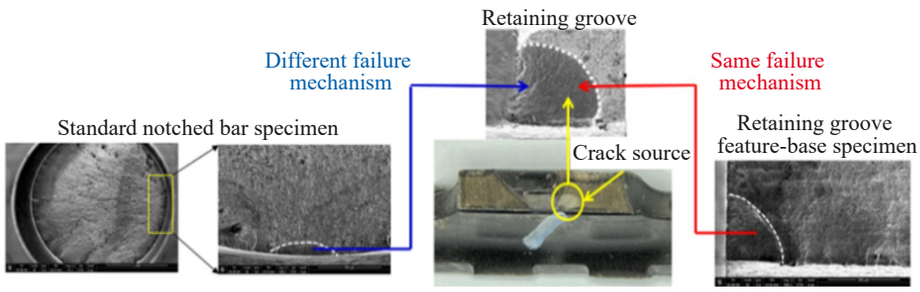


图17 标准缺口圆棒、止动槽模拟件与止动槽失效机制对比

Fig.17 Failure mechanism comparison between standard notched bar specimen, retaining groove, and retaining groove feature-base specimen

失效则是由表面裂纹诱发，随后发生稳定扩展，直至断裂。可以看出，标准缺口圆棒的失效机制与止动槽的失效机理明显不同。因此，与止动槽模拟件相比，标准缺口圆棒至少在应力/应变状态等效和失效机制相同2个方面与止动槽存在明显差异。

5 结　论

1）提出了一种三维空间域全自动搜索方法能够获得止动槽三圆角交汇处的最大主应变梯度，最大主应变梯度作为止动槽模拟件结构设计的基准。

2）基于止动槽三圆角交汇处的最大主应变梯度，采用几何结构相似、应力/应变状态等效和失效机制相同三原则设计出经过验证的止动槽模拟件。

3）采用基于TCD的Morrow修正总应变寿命方法准确预测了止动槽的疲劳寿命（位于止动槽试车疲劳寿命的1.2倍分散带以内）。

4）止动槽模拟件的疲劳失效机制与止动槽的疲劳失效机制基本相同，主要由角裂纹诱发，随后发生稳定扩展，直至断裂。而标准缺口圆棒的疲劳失效则是由表面裂纹诱发，与止动槽的疲劳失效机制差异明显。

参考文献　　References

[1] Qin Shiyong(秦仕勇), Mi Chunhu(米春虎), Gu Yuanxing(古远兴) *et al*. *Journal of Aerospace Power*(航空动力学报)[J], 2025, 40(3): 285

[2] Zhao M D, Hu D Y, Mao J X *et al*. *Engineering Failure Analysis*[J], 2025, 180: 109900

[3] Li Z H, Liu J T, Guo J W *et al*. *Materials Characterization*[J], 2025, 228: 115356

[4] Teng Xuefeng(腾雪峰), Shang Bolin(尚柏林). *Failure Analysis and Prevention*(失效分析与预防)[J], 2025, 20(1): 11

[5] Pan X L, Guo S Q, Tian Z *et al*. *Surface & Coatings Technology* [J], 2021, 409: 126829

[6] Li B K, Ding W F, Zhu Y J *et al*. *Chinese Journal of Aeronautics* [J], 2024, 37(9): 522

[7] Whittaker M, Lancaster R, Harrison W *et al*. *Materials*[J], 2013, 6(11): 5276

[8] Corran R S J, Williams S J. *Engineering Failure Analysis*[J], 2007, 14(3): 518

[9] Van S R H. *Materials Science and Engineering*[J], 1988, 103(1): 49

[10] Cowles B A. *Materials Science and Engineering*[J], 1988, 103(1): 63

[11] Liu Qiang(刘 强), Xie Junfeng(谢俊峰), Zhao Mifeng(赵密锋) *et al*. *Rare Metal Materials and Engineering*(稀有金属材料与工程)[J], 2023, 52(1): 195

[12] Zhao Miaodong(赵淼东), Hu Dianyin(胡殿印), Mao Jianxing (毛建兴) *et al*. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*(航空学报)[J], 2023, 44(18): 228320

[13] Zheng Xiaomei(郑小梅), Sun Yantao(孙燕涛), Yang Xingyu (杨兴宇) *et al*. *Journal of Aerospace Power*(航空动力学报)[J], 2018, 33(10): 2351

[14] Li Bingqiang(李炳强), Wu Chao(吴 超), Li Chenyun(李晨昀) *et al*. *Rare Metal Materials and Engineering*(稀有金属材料与工程)[J], 2023, 52(5): 1896

[15] Zhao Fuxing(赵福星), Yang Xingyu(杨兴宇). *Gas Turbine Experiment and Research*(燃气涡轮试验与研究)[J], 2003, 16(2): 50

[16] Liu Tingyi(刘廷毅), Geng Rui(耿 瑞), Zhang Junfeng(张峻峰). *Journal of Aerospace Power*(航空动力学报)[J], 2008, 23(1): 32

[17] Wei Dasheng(魏大盛), Feng Junqi(冯俊淇), Ma Mengdi(马梦弟) *et al*. *Journal of Aerospace Power*(航空动力学报)[J], 2022, 37(10): 2157

[18] Zhao Zuopeng(赵作鹏), Hu Xuteng(胡绪腾), Guo Zhiwei(郭秩维) *et al*. *Aeroengine*(航空发动机)[J], 2024, 50(2): 83

[19] Santus C, Romanelli L, Grossi T *et al*. *International Journal of Fatigue*[J], 2023, 174: 107713

[20] Radhika V, Chandra K J M. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*[J], 2023, 124: 103808

[21] Alanazi N, Susmel L. *Engineering Fracture Mechanics*[J], 2022, 261: 108220

[22] Shuai Z Y, Zhu S P, He J C *et al*. *International Journal of Fatigue*[J], 2023, 175: 107805

[23] Tanaka K. *International Journal of Fracture*[J], 1983, 22: 39

[24] Taylor D. *International Journal of Fatigue*[J], 1999, 21(5): 413

[25] Ma Y Y, Li P Y, Su T Y *et al*. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*[J], 2024, 209: 105216

[26] Kulkarni R, Soltani M, Krafft S *et al*. *Microelectronics Reliability*[J], 2020, 114: 113813

[27] Havia J, Ahola A, Bjork T. *Materials & Design*[J], 2025, 254: 114050

[28] Hassanifard S, Behdinan K. *Procedia Structural Integrity*[J],

2025, 68: 77

Fatigue Life and Failure Mechanism of FGH95 Superalloy Considering Service Characteristics of Powder-Discs

Dong Chengli[1,2], Hong Jianfeng[1,2], Sha Aixue[1,2], Peng Zichao[2], Wang Xuqing[2], Li Xingwu[1,2]

(1. Center for Application & Evaluation, AECC Beijing Institute of Aeronautical Materials, Beijing 100095, China)

(2. National Key Laboratory of Advanced High-Temperature Structural Materials, AECC Beijing Institute of Aeronautical Materials, Beijing 100095, China)

Abstract: To address the lack of service performance evaluation of the extruded and forged FGH95 alloy under the service conditions of the aero-engine powder-disc components, a feature-base specimen based on the maximum principal strain gradient on the retaining groove of the powder-disc component were designed according to certain design criteria, and the design method was verified. Then, the fatigue life method based on the theory of critical distance (TCD) was employed to predict the service life. Finally, the fatigue life method and failure mechanisms were validated. The results show that the three-dimensional spatial domain automatic search method proposed in the present study can obtain the maximum principal strain gradient on the retaining groove. Compared with the Morrow-modified total strain life method commonly used in engineering, the TCD-life method incorporating the strain gradient can more accurately predict the fatigue life of the retaining groove. The important reason why the standard notched round bar specimen cannot accurately predict the fatigue life of the retaining groove is reasonably explained. The differences in the fatigue failure mechanisms of the standard notched round bar specimen, retaining groove, and its feature-base specimen are verified by fracture analysis techniques.

Key words: powder-disc; maximum principal strain gradient; feature-base specimen; theory of critical distance (TCD); failure mechanism

---

Corresponding author: Dong Chengli, Ph. D., Researcher, Center for Application & Evaluation, AECC Beijing Institute of Aeronautical Materials, Beijing 100095, P. R. China, Tel: 0086-10-62497454, E-mail: dcldong@buaa.edu.cn