

某型火箭发动机涡轮转子流热固耦合 强度及疲劳寿命分析

黄朝晖^{1,2}, 袁奇^{1,2}, 张弘斌^{1,2}, 李浦^{1,2}, 王振³, 黄道琼³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 陕西省叶轮机械及动力装备工程实验室, 710049, 西安; 3. 中航科技集团航天六院西安航天动力研究所, 710100, 西安)

摘要: 针对某国产型号液体火箭发动机涡轮泵在试车时转子叶片产生裂纹的问题,采用 ANSYS 流热固耦合方法,对叶片进行三维有限元仿真计算,提出了叶片顶部加围带的改型设计方案。对原始模型进行强度计算时考虑了启停工况各关键时间点的流动、传热、瞬态温度场、转速的影响,计算出叶片运行过程中的应力分布,确定产生裂纹的原因是启动过程中部分进气的气流冲击应力过高,且叶片型底前缘应力集中区域的高周疲劳安全系数过低。对改型设计方案进行仿真计算,结果表明:稳态综合加载时改型方案叶片最大等效应力比原模型下降了 2 MPa,位置是叶片的型底背弧处;启动 0.35 s 时改进模型叶片最大等效应力下降 2.73%,停机过程中最大等效应力降幅为 0.53%;改型方案叶片高周疲劳安全系数均大于 1.4 的要求,叶片低周疲劳循环次数为 22 次,与原始模型相比降低了 1 次,仍满足要求。改型后发动机已安全飞行数次,证明改型方案符合设计要求。

关键词: 涡轮转子;火箭发动机;流热固耦合;高低周疲劳寿命;围带

中图分类号: TK14 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202208008 **文章编号:** 0253-987X(2022)08-0073-12



OSID 码

Analysis of Fluid-Thermal-Solid Coupling Strength and Fatigue Life of a Certain Rocket Engine Turbine Rotor

HUANG Chaohui^{1,2}, YUAN Qi^{1,2}, ZHANG Hongbin^{1,2}, LI Pu^{1,2},
WANG Zhen³, HUANG Daoqiong³

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Impeller Machinery and Power Equipment Engineering Laboratory of Shaanxi Province, Xi'an 710049, China;
3. Xi'an Aerospace Propulsion Institute, the 6th Academy of CASC, Xi'an 7101000, China)

Abstract: In view of the cracks in the rotor blades of the turbopump of a domestic model of liquid rocket engine during the test run, the ANSYS fluid-thermo-solid coupling method is used to carry out 3D finite element simulation calculation for the blades, and a modified design scheme of adding a shroud on the top of the blades is proposed. In the strength calculation of the original model, the influences of flow, heat transfer, transient temperature field and rotational speed at key time points under start-stop conditions are considered, and the stress distribution during blade operation is calculated. It is determined that the reason for the cracks is that the impact stress caused by some intake air is too high during the start-up process, and the high-cycle fatigue safety factor of the stress concentration area of the leading edge of the blade bottom is too low. The simulation calculation for the modified design scheme is carried out, and the results are as

follows: At the back arc of the blade bottom, the maximum equivalent stress of the blades in the modified scheme is reduced by 2 MPa compared with the original model under steady comprehensive loading. After startup for 0.35 s, the maximum equivalent stress of the improved model blades decreased by 2.73%, and during the shutdown process, the maximum equivalent stress decreased by 0.53%; the high-cycle fatigue safety factor of the blades in the modified scheme is greater than the required value 1.4; the number of low-cycle fatigue cycles of the blade is 22, one less compared with the original model, but still meets the requirements. After the modification, the engine can support safe flying of the rocket several times, proving that the modification scheme meets the design requirements.

Keywords: turbine rotor; rocket engine; fluid-thermal-solid coupling; high/low-cycle fatigue life; shroud

涡轮泵是液体火箭发动机的关键部件,它将液体氧化剂和燃料送入燃烧室,为火箭提供升力^[1]。涡轮转子需要承受高温、高压和高转速的恶劣工作条件,所以火箭发动机的故障大多为涡轮泵所致。

文献[2]中建立了涡轮盘动力学模型,分析结构所承受的各种载荷对其振动模态特性的影响,最后对轮盘结构的振动安全性进行评估。文献[3]中针对某火箭发动机中高压液氧涡轮泵离心轮的前、后凸肩动密封,采用孔型/蜂窝阻尼密封代替原始迷宫密封方案,并开展了密封结构参数优化设计和封严性能分析研究。文献[4]中基于CFD分析技术和气动优化算法,开展了液体火箭发动机涡轮气动优化数值研究。

某国产液体火箭发动机涡轮泵^[5]在试车试验中转子叶片型底前尾缘处萌生裂纹,为确定裂纹萌生的原因,需对涡轮转子进行各时刻气动、强度、振动三维有限元计算分析^[6],包括其气动压力、温度分布^[7],分别计算离心力、气动压力和热应力对涡轮叶片强度的影响,计算难点是火箭发动机启停工况的瞬态流动、传热的温度场、应力场计算,使用的关键技术是采用ANSYS流热固耦合有限元计算方法。

双向耦合分析比单向耦合分析^[8]复杂得多,本文采用的ANSYS流热固耦合计算方法为双向耦合分析法。首先,双向耦合分析都是瞬态分析,除了对流固单独设置瞬态分析特性外,还需统一二者的时间步,保证时间步统一,文中考虑了启停工况各关键时间点的流动、传热、瞬态温度场、转速的互相影响;再者,双向耦合分析需要考虑大变形问题,以及大变形带来的网格问题,虽然可以通过“流场域切分法”、“网格重构”以及其他手段帮助解决,但是在高度非线性问题和大变形问题中,双向耦合分析的应用不是很普遍,本文在分析涡轮叶片产生裂纹原因上使用

的ANSYS流热固耦合计算方法有一定的创新性。

1 研究方法及模型

1.1 实验测量方法

本文使用锤击法进行涡轮转子模态敲击实验^[9],测量涡轮转子的固有频率。先将涡轮转子悬挂,然后使用带有力传感器的力锤敲击涡轮转子,产生的电压响应信号经过电荷放大器放大后与加速度传感器产生的响应信号一起传入动态采集仪Focus II,最终动态分析仪根据程序LMS Test. Lab 17对所得激振信号进行分析后得出结果。

实验中使用江苏联能公司生产的LC-04A力锤敲击实验转子产生激励,力锤需要与CL-YD-305A型力传感器配套使用。该力传感器的最大量程为60 000 N,灵敏度为3.89 pC/N。实验中使用的单向加速度传感器为PCN公司生产的333B30型加速度传感器,采用压电式,精度为100 mV/g,工作温度为-18~66℃,实验室环境温度为16℃。

1.1.1 高周疲劳寿命评估

涡轮叶片作为火箭发动机的关键部件,在正常工作时需要承受波动的高压、高温和高转速,由空气动力学引起的高频振动容易导致涡轮叶片发生高周疲劳失效^[10-12]。

本文计算涡轮叶片在等效非对称疲劳循环载荷下的疲劳极限时,采用Goodman修正公式^[13]

$$\sigma_{-1,\text{eff}} = \sigma_{-1} \left[1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right] \quad (1)$$

式中: $\sigma_{-1,\text{eff}}$ 为非对称循环下疲劳极限; σ_m 为疲劳分析平均应力; σ_{-1} 为对称循环下疲劳极限; σ_b 为材料抗拉强度。高周疲劳安全系数计算公式为

$$\eta_f = \frac{\sigma_{-1,\text{eff}}}{\sigma_a} \quad (2)$$

式中 σ_a 为交变应力幅值。

计算时分别采用材料验收性能参数值和协议性能参数值。协议性能参数值为材料按制造标准的各项规定参数值,主要包括条件屈服极限 $\sigma_{0.2}$ 、抗拉强度 σ_b 、距长度 5 倍直径的伸长率 δ_5 和断面收缩率 ψ ;验收性能参数值为材料实际的各项参数值。涡轮转子叶片使用的材料为 GH4586,材料 GH4586 协议值和验收值的力学性能如表 1 所示。

表 1 材料 GH4586 协议值和验收值的力学性能
Table 1 Mechanical properties of material GH4586 agreement parameters and acceptance parameters

参数	试验温度/℃	协议值	验收值
$\sigma_{0.2}$ /MPa	20	≥ 920	981.0
	800	≥ 750	825.0
σ_b /MPa	20	$\geq 1\,250$	1 424.0
	800	≥ 850	955.0
δ_5 /%	20	≥ 12	21.0
	800	≥ 15	26.5
ψ /%	20	≥ 15	21.0
	800	≥ 20	30.5

1.1.2 低周疲劳寿命评估

液体火箭发动机在启动和关机时产生的瞬间热应力是叶片型底前尾缘处产生裂纹的主要原因^[14]。低周疲劳寿命是材料承受低周疲劳时达到的失效或断裂循环数^[15],本文使用应变寿命法对涡轮进行低周疲劳寿命的预测计算。

应变寿命法^[12]基于 Manson-coffin 公式及其修正公式进行低周疲劳寿命的计算式为

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \tag{3}$$

式中: σ'_f 为疲劳强度系数; $\Delta \epsilon$ 为叶片最大应变; b 为疲劳强度指数; c 为材料疲劳延性系数; N_f 为失效循环次数; E 为材料弹性模量; ϵ'_f 为疲劳延性系数。

式(3)适用于应力比 $R=-1$,而实际计算过程中,应力比通常不等于 -1 ,故采用 Morrow 修正模型对其进行修正

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \tag{4}$$

式中 σ_m 为平均应力。

1.2 模拟仿真计算方法

1.2.1 流热固耦合数值模拟

本文根据对原涡轮转子叶片的分析提出了叶片顶部加整圈围带的涡轮转子改进模型,并与原始模

型计算结果进行对比,最后评估了转子改型前后的高周和低周疲劳寿命。计算数值模拟流程^[16]如图 1 所示,其中振动和强度分析分别使用 ANSYS Workbench 中的 Modal 模块、Static Structural 模块和 Transient Structural 模块。

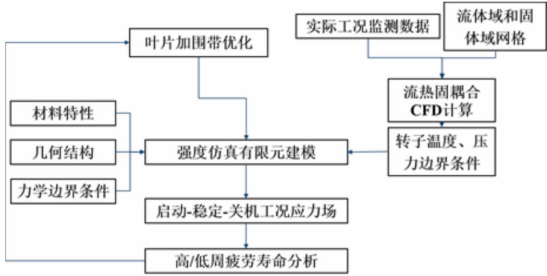


图 1 涡轮转子流热固耦合数值模拟流程图

Fig. 1 Flow chart of turbine rotor fluid-thermal-solid interaction numerical simulation

1.2.2 原始模型和改型模型及其边界条件

本文研究的涡轮转子^[17]全周共 53 个叶片,全部为直叶片,对整个涡轮转子建立仿真模型。使用 ANSYS 对涡轮转子几何模型进行自由模态分析,有限元模型节点数为 48 万,单元数为 31 万,自由边界条件不加任何约束。

原始涡轮转子叶片选定材料为 GH4586,转子两侧的滚动轴承支承刚度分别为 5.89×10^8 、 5.45×10^8 N/m,稳态运行工况下转子转速为 31 300 r/min。

降低原涡轮转子叶片的叶高 1 mm,同时在叶顶处加厚度为 1 mm、宽度为 13.3 mm 的整圈围带,围带外径为 176 mm。涡轮转子叶片材料为 GH4586,其余工作条件与原始涡轮转子仿真计算条件一致。

1.2.3 启动和停机工况计算点的选取

根据启动阶段燃气温度、入口压力、出口压力及转速随时间的变化曲线如图 2 所示,叶片温度、压力及转速在短时间内都会发生剧烈变化,其中温度在 0.1 s 内从 300 K 增加到 1 250 K,剧烈的温度变化会产生很大的热应力^[18],需要重点关注。根据启动过程的压力、温度和转速变化,选取了 0.09 s、0.35 s、0.50 s、1.07 s、3.00 s 这 5 个典型工况计算时间点对叶片启动工况进行应力计算。

原涡轮在运行 450 s 后关机,关机后立即使用氮气进行冷却吹除,氮气温度为 288 K,吹除流量为 67.20 g/s,吹除压力为 0.27 MPa,吹除时间为 75 s,使用 CFX 计算涡轮停机工况起始点(450 s)时的

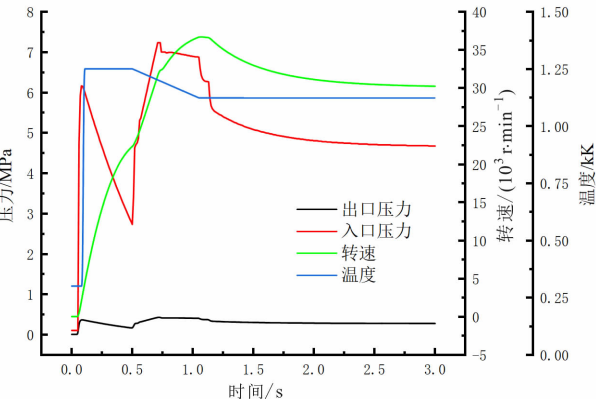


图 2 涡轮启动阶段入口参数变化曲线
Fig. 2 Variation curve of inlet parameters in turbine startup stage

叶片表面流体温度场,流体温度场温度分布较为均匀,温度范围为 267~285 K,选取中间温度 276 K 作为仿真计算时的环境温度。将 450 s 停机初始时刻点的叶片温度场作为初始温度场,施加相应转速,对涡轮转子进行瞬时热分析计算,选取 451 s、452 s、453 s、454 s、455 s 这 5 个计算时间点,计算各个时刻叶片所受综合加载下的等效应力及温度分布^[19]。

2 结果与讨论

2.1 原始涡轮转子和叶片加围带改型涡轮转子的振动特性仿真计算

计算涡轮转子叶片自由模态频率(静频)并得到仿真计算结果及振型后^[20],进行模态敲击实验,并将所得实验结果与仿真计算结果作对比,结果如表 2 所示。由表 2 可以看到,实验所得数据与仿真计算所得结果最大相对误差为 3.17%,证明仿真计算结果准确可靠。表 3 为涡轮转子的动频计算结果和振型。由涡轮盘共振判别准则计算涡轮盘各阶驻波共振转速与工作转速(31 300 r/min)避开率分别为 88.8%、112.7%、128.2%,均超过裕度 15%,则在稳定运行工况中涡轮盘不会出现驻波共振问题。

采用 ANSYS Workbench 有限元仿真软件中的 Modal 模块对加围带涡轮转子叶片做仿真计算,得到加围带涡轮转子动频及振型。转子叶片加围带后轮系振动频率和和涡轮盘驻波共振转速避开率均有所上升,轮系振动频率由 6 833.1 Hz 升高至 7 248.2 Hz。各阶动频与涡轮盘驻波共振转速避开率分别为 91.2%、128.3%、163.8%,说明加围带涡轮转子同样不会发生叶片共振和轮盘驻波共振问题。加围带涡轮转子振动频率仿真计算结果如表 4 所示,其

中叶片加厚 1.0 mm,转速为 31 300 r/min。

表 2 涡轮转子模态静频率实验值与仿真值的对比
Table 2 Comparison of experimental value and simulation value of modal static frequency of turbine rotor

阶次	实验频率 /Hz	仿真频率 /Hz	相对误差 /%	振型
1	1 888	1 931	2.23	二节径振动
2	1 975	1 951	-1.22	轴-叶盘耦合振动
3	2 366	2 408	1.74	轴振
4	2 678	2 661	-0.63	节圆振动
5	3 283	3 387	3.17	三节径振动
6	4 769	4 900	2.75	四节径振动

表 3 原始涡轮转子仿真计算模态动频率
Table 3 The modal dynamic frequency of the original turbine rotor simulation calculation

阶次	涡轮转子动频/Hz	涡轮转子动频相应转速/(r·min ⁻¹)	振型
1	1 093.2	65 592	一阶弯振
2	1 305.9	78 354	一节径振动
3	1 970.1	118 206	二节径振动
4	2 715.4	162 924	节圆振动
5	3 329.5	199 770	三节径振动
6	4 762.5	285 750	四节径振动
7	6 833.1	409 986	六节径轮系切向振动

表 4 叶片加围带涡轮转子仿真计算模态动频率
Table 4 Simulation and calculation of modal dynamic frequency for turbine rotor with thickened blade shroud

阶次	涡轮转子动频/Hz	涡轮转子动频相应转速/(r·min ⁻¹)	振型
1	1 089.4	65 364	一阶弯振
2	1 289.8	77 388	一节径振动
3	1 993.1	119 586	二节径振动
4	2 665.6	159 936	节圆振动
5	3 573.4	214 404	三节径振动
6	5 505.5	330 330	四节径振动
7	7 248.2	409 986	六节径轮系切向振动

2.2 涡轮转子气动特性仿真计算

本文所研究的液体火箭发动机为部分进气^[21]结构,部分进气度为 0.148,主要结构包括喷嘴、涡轮转子、进气管、排气管等。喷嘴结构为缩放喷嘴,

正对着喷嘴出口处的转子叶片数量为 7 个,全周共 53 个叶片。

使用 ICEM 网格划分软件对涡轮叶片流体域和固体域进行结构化网格生成,网格数量分别为 856 万和 472 万。流体计算使用 $k-\epsilon$ 湍流模型,主体计算区域 Y^+ 值在 20~300 范围内,平均值为 30,满足计算要求。在喷嘴和排气管部分为非结构化网格,网格数量分别为 50、117 万,所有壁面均设置边界层,第一层边界层的厚度为 0.01 mm。计算网格模型如图 3 所示。

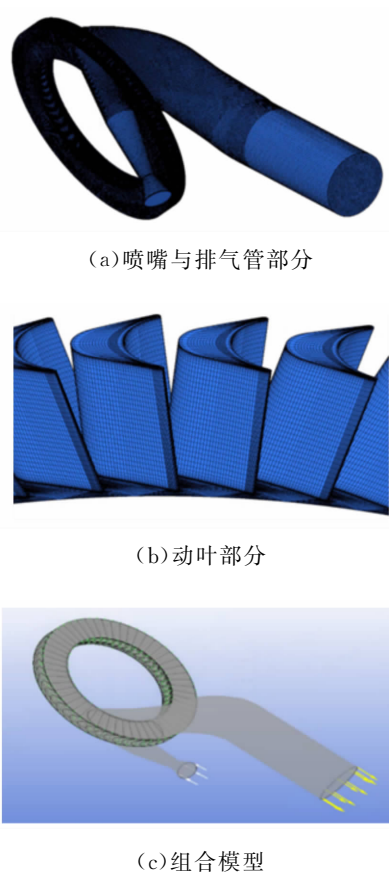


图 3 涡轮气动仿真计算网格模型

Fig. 3 Turbine aerodynamic simulation computational model

使用 ANSYS-CFX 进行气动仿真计算,湍流模型使用 $k-\epsilon$ 模型, Y^+ 值在全体计算域内满足要求。全周 53 个叶片中除正对喷嘴出口的 7 个叶片外其余 46 个叶片几乎不输出扭矩^[22],与部分进气的设计结构一致^[23],原始模型稳态工况各动叶片所受扭矩如图 4 所示。

计算得稳态工况的转子功率为 203.36 kW,第 15 号叶片输出扭矩最大值 11.83 N·m。在网格无关性验证中,选取 983 万、1 495 万和 2 523 万 3 种

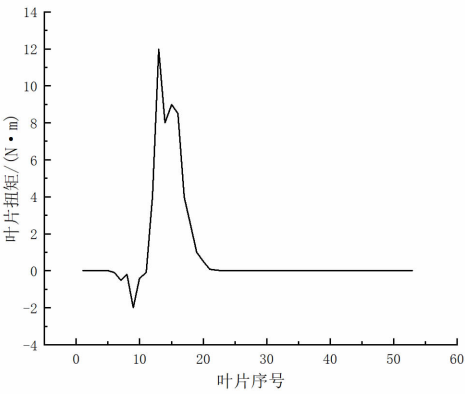


图 4 原始模型稳态工况各动叶片所受扭矩
Fig. 4 Torque of each rotor blade under steady state condition of original model

数量网格进行分析。3 种网格计算的为转速 31 300 r/min 工况下转子功率,1 495 万网格计算的功率与 2 523 万网格计算结果相对误差在 0.1% 以内。此外,在涡轮转子转速为 31 300 r/min 时,1 495 万网格模型仿真计算功率为 203.45 kW,此转速下该涡轮功率设计值为 203 kW,与仿真结果相对误差为 0.04%,仿真结果可靠。因此本文涡轮转子气动计算仿真网格数量采用 1 495 万。

2.3 原始涡轮叶片强度特性仿真计算

2.3.1 原始涡轮稳定工况强度仿真计算

对叶片三维几何模型进行网格划分,并对叶片型底倒圆处网格做局部加密。涡轮转子单个叶片网格模型中网格数为 6.0 万,节点数为 9.5 万。

原涡轮叶片气动仿真计算中得到的固体域温度场和流体域压力场^[24]作为边界条件,将转速设定为 31 300 r/min,对转子侧面轴向和周向施加约束,对涡轮转子模型进行强度仿真计算。

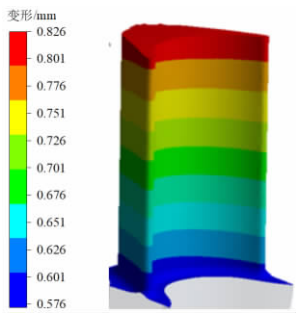
考虑包括气动力、热应力和离心力 3 种力在内的综合加载应力后所得的涡轮转子叶片强度仿真计算结果,如图 5 所示,可知叶片所受最大应力在型底背弧表面处,最大值为 340 MPa,型底前缘圆角应力最大值为 280 MPa,均远低于材料疲劳极限值 526 MPa。

2.3.2 原始涡轮启动工况强度仿真计算

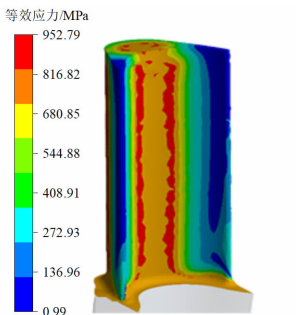
给定转速和前文得到的叶片表面温度场,对涡轮转子进行瞬时热分析仿真计算,结果如表 5 所示。原始模型启动 0.35 s 叶片等效应力及温度分布如图 6 所示,可知涡轮所受等效应力最大值为 0.35 s 时的 954 MPa,位于叶片内弧。

2.3.3 原始涡轮停机工况强度仿真计算

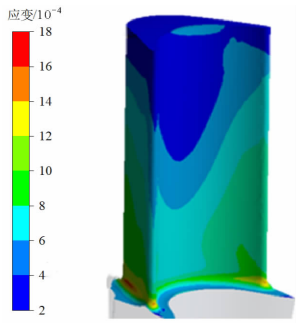
原始涡轮转子模型停机工况 5 个时间点转速及



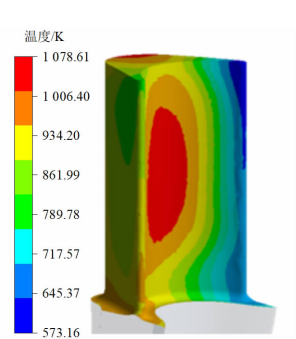
(a) 变形



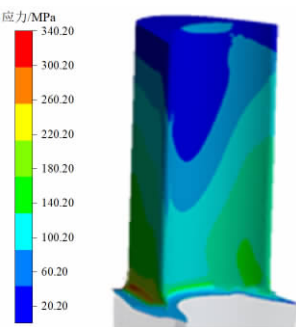
(a) 等效应力



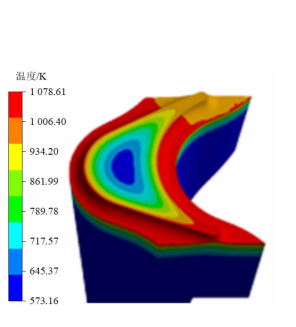
(b) 应变



(b) 温度



(c) 应力



(c) 叶片截面温度

图 5 原始叶片稳态工况综合加载的变形、应变和应力
Fig. 5 Deformation, strain and stress of the original blade steady state comprehensive loading

图 6 原始模型启动 0.35 s 叶片等效应力及温度分布
Fig. 6 0.35 s blade equivalent stress and temperature distribution during startup of the original model

表 5 原始涡轮转子模型启动阶段 5 个计算点叶片应力及转子功率

Table 5 Blade stress values and rotor power at five calculation points during the startup phase of the original turbine rotor model

计算点	时间 /s	入口压力 /MPa	转速 /($r \cdot \min^{-1}$)	温度 /K	CFX 计算功率 /kW	出口压力 /MPa	叶片最大等效应力 /MPa
1	0.09	6.15	2 911.2	300	29.96	0.362	250
2	0.35	3.81	18 686.9	1 250	109.93	0.224	954
3	0.50	2.73	22 326.4	1 250	91.47	0.161	928
4	1.07	6.42	36 681.5	1 123	313.74	0.378	903
5	3.00	4.67	31 300.0	1 123	203.36	0.275	904

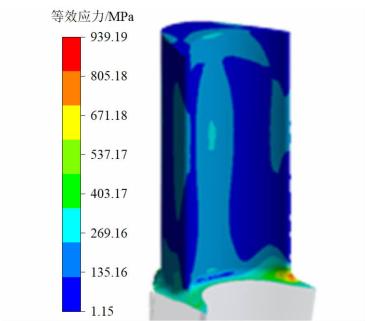
叶片应力如表 6 所示,原始模型停机 455 s 叶片等效应力分布及温度分布图 7 所示,涡轮叶片所受综合加载下的等效应力最大值为 455 s 时的 939

MPa,位于叶片型底前缘,该点的温度为 685 ℃。叶片型底前缘所受的等效应力超过了该点材料在此温度下屈服极限值 848 MPa。

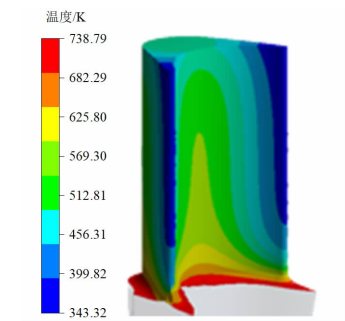
表 6 原始涡轮转子模型停机工况 5 个时间点转速及叶片应力

Table 6 Rotor speed and blade stress at five time points in shutdown conditions of the original turbine rotor model

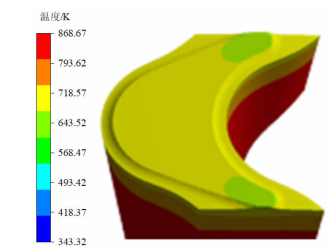
时间/s	转速/(r·min ⁻¹)	叶片最大等效应力/MPa
451	8 949	480
452	4 802	676
453	2 885	790
454	1 655	863
455	0	939



(a)等效应力



(b)温度



(c)叶片截面温度

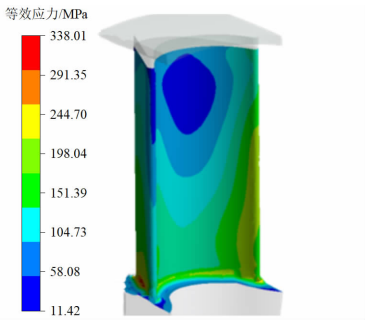
图 7 原始模型停机 455 s 叶片等效应力分布及温度分布
Fig. 7 Equivalent stress distribution and temperature distribution of 455 s blade during shutdown of the original model

2. 4 叶片加围带改型涡轮转子强度特性仿真计算
2. 4. 1 叶片加围带涡轮稳定工况强度仿真计算
采用流热固耦合计算方法对转子进行气动计

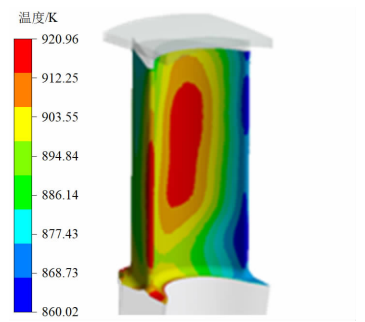
算,计算区域总网格数为 1 593 万,通过 CFX 进行涡轮转子稳态运行工况气动计算,得到转子功率相比于原模型的 203. 36 kW 有所提高,功率为 206. 70 kW,增幅为 1. 64%。

在网格无关性验证中,选取 997 万、1 593 万和 2 689 万 3 种数量网格进行分析。3 种数量网格计算的为转速 31 300 r/min 工况下转子功率,1 593 万网格计算的功率与 2 689 万网格计算结果相对误差在 0. 1% 以内,因此采用 1 593 万数量网格对叶片加围带改型涡轮转子进行稳态气动计算。

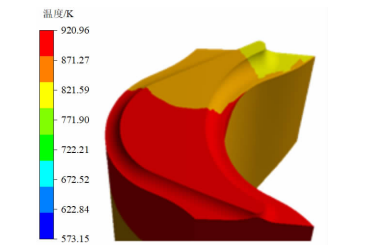
叶片加围带改型^[25]涡轮转子稳态工况叶片应力分布如图 8 所示,可知叶片加围带模型相比于原叶片模型,在稳定运行工况中所受的最大等效应力从 340 MPa 下降到了 338 MPa,并且两者的位置均



(a)等效应力



(b)温度



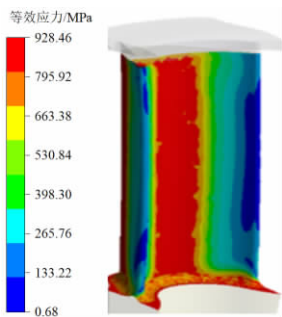
(c)叶片截面温度

图 8 叶片加围带改型涡轮转子稳态工况叶片应力分布
Fig. 8 The blade stress distribution in steady state of the turbine rotor with fluid-heat-solid coupling blade and shroud

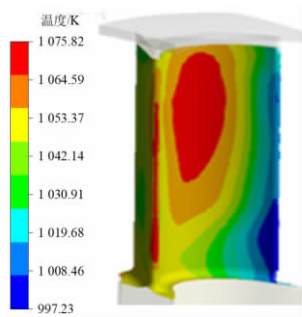
为叶片型底背弧处。最大应力点处的温度为 921 K,叶片所受最大应力小于该处材料疲劳极限 526 MPa,所以叶片加围带涡轮转子模型在稳定运行时不会发生疲劳失效。

2.4.2 叶片加围带涡轮启动工况强度仿真计算

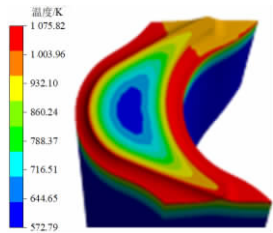
本节中对启动过程的计算方法与第 2.3.2 节相同,并且选择同样的 5 个计算时间点,使用 ANSYS Workbench 的瞬态热分析模块对涡轮转子进行强度仿真计算。改型模型与原始模型启动过程功率及应力对比如表 7 所示,改型模型启动过程 0.35 s 叶片等效应力及温度分布图 9 所示。叶片加围带模型所受



(a)等效应力



(b)温度



(c)叶片底部截面温度

图 9 改型模型启动过程 0.35 s 叶片等效应力及温度分布
Fig.9 Equivalent stress and temperature distribution of blade in 0.35 s during start-up of modified model

表 7 改型模型与原始模型启动过程功率及应力对比

Table 7 Comparison of power and stress during start-up between the modified model and the original model

时间/s	原始模型 功率/kW	加围带模型 功率/kW	功率增加 比例/%	原始模型 应力/MPa	加围带模型 应力/MPa	应力变化 比例/%
0.09	29.96	30.60	2.14	250	285	14.00
0.35	109.93	111.56	1.48	954	928	−2.73
0.50	91.47	92.72	1.37	928	919	−0.97
1.07	313.74	319.35	1.79	903	904	0.11
3.00	203.36	206.70	1.64	904	900	−0.44

最大应力为 928 MPa,时间点与原模型一致为启动后 0.35 s,相较于原模型的 956 MPa,下降了 2.73%。

2.4.3 叶片加围带涡轮停机工况强度仿真计算

本节所有设置与第 2.3.3 节相同,450 s 初始温度场为稳态运行工况温度场,使用 ANSYS Workbench 的瞬态热分析模块对叶片加围带涡轮转子停机过程进行强度计算,选取同样的 5 个计算时间点,并将所得结果与原始模型的相对比,改型模型与原始模型停机过程应力对比如表 8 所示,改型模型停机过程 455 s 叶片等效应力分布及温度分布如图 10 所示。叶片加围带涡轮转子模型在停机过程中所受最大应力的时间点与原始模型一致,均为 455 s,应力值由原模型的 939 MPa 下降为 935 MPa,下降幅度为 0.53%。

表 8 改型模型与原始模型停机过程应力对比

Table 8 Stress comparison between the modified model and the original model during shutdown

时间 /s	转速 /(r·min ^{−1})	原始模型 应力/MPa	加围带模型 应力/MPa	应力变化 比例/%
451	8 949	480	495	3.13
452	4 802	676	700	3.55
453	2 885	790	810	2.53
454	1 655	863	878	1.74
455	0	939	935	−0.53

2.5 叶片启动工况高低周疲劳寿命评估

2.5.1 原始模型启动工况高低周疲劳寿命评估

本文选取了涡轮在启动过程中 0.30 s、0.35 s

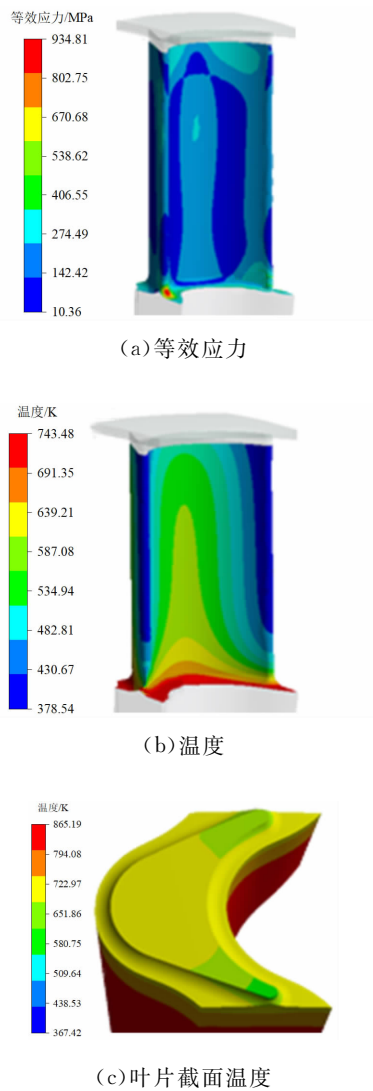


图 10 改型模型停机过程 455 s 叶片等效应力分布及温度分布
Fig. 10 Equivalent stress distribution and temperature distribution of 455 s blade during shutdown of modified model

和 1.07 s 这 3 个可能发生高周疲劳失效的时间点,采用式(1)(2)进行高周疲劳计算。表 9 为分别采用材料验收性能参数值和协议性能参数值下涡轮叶片 3 个计算时间点处的高周疲劳安全系数。启动后时间点 0.30 s 处采用协议值的材料特性计算的高周疲劳安全系数为 1.03,采用验收值的材料特性计算的为 1.23,两者均小于按照 NASA 标准安全系数 1.4 的要求。

图 11 为仿真计算得到的涡轮转子叶片在启动-稳定运行-停机全过程中叶片型底的最大应变,涡轮转子型底最大的应变为启动后 0.35 s 时的 1.793%。将所得的最大应变 1.793%乘以 1.25 低周疲劳分析系数后,代入材料 GH4586 修正过的 Manson-coffin 公式,得 $N_f = 92$ 。取安全系数为 4^[17]时,涡轮转子叶片的低周疲劳寿命为 23,说明该涡轮转子可以安全启动-稳定-停机过程 23 次。

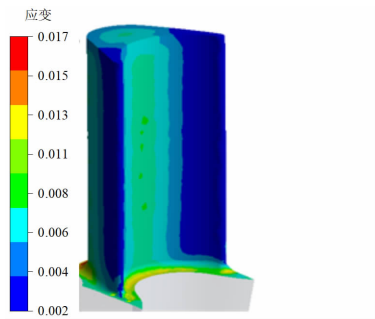


图 11 原始叶片型底最大应变
Fig. 11 Original blade bottom maximum strain

2.5.2 改型模型启动工况高低周疲劳寿命评估
使用与第 2.5.1 节相同的计算方法,分别采用验收性能系数和协议性能系数对 0.30 s 加围带涡轮转子叶片的高周疲劳安全系数进行计算,并与原始模型的安全系数进行对比。

表 9 原始模型启动过程高周疲劳安全系数计算
Table 9 Calculation of high-cycle fatigue safety factor in the starting process of the original model

参数	启动后 0.30 s		启动后 0.35 s		启动后 1.07 s	
	协议值	验收值	协议值	验收值	协议值	验收值
$\sigma_{\max}/\text{MPa}$	784.0	864.0	766.0	859.0	800.5	903.0
$\sigma_{\min}/\text{MPa}$	657.8	737.8	653.0	746.0	644.9	747.4
瞬时温度/K	1 069.0	1 069.0	1 065.0	1 065.0	901.0	901.0
σ_a/MPa	63.1	63.1	56.3	56.3	77.8	77.8
σ_b/MPa	852.0	957.0	854.0	959.0	938.0	1 058.0
$\sigma_{-1}=0.5\sigma_b/\text{MPa}$	426.0	478.5	427.0	521.5	469.0	529.0
安全系数	1.03	1.23	1.27	1.38	1.38	1.50

改型模型启动工况 0.30 s 高周疲劳安全系数计算如表 10 所示,可知采用材料验收值时,叶片加围带模型产生裂纹处最大应力为 828 MPa,相较于原始模型的 864 MPa,下降了 36 MPa;采用材料协议值时,叶片加围带模型产生裂纹处最大应力为 743 MPa,相较于原模型的 784 MPa,下降了 41 MPa。动态气动应力从原模型的 63 MPa 下降到了加围带模型的 60 MPa。同时,加围带模型在 0.30 s 时分别采用材料验收系数参数和材料协议值时的高周疲劳安全系数为 1.59、1.42,相对于原模型的 1.23、1.03 有大幅提升,满足安全系数大于 1.4 的要求。

表 10 改型模型启动工况 0.30 s 高周疲劳安全系数计算

Table 10 Calculation of high-cycle fatigue safety factor for 0.30 s in the start-up condition of the modified model

参数	验收值		协议值	
	加围带模型	原始模型	加围带模型	原始模型
$\sigma_{\max}/\text{MPa}$	828.0	864.0	743.0	784.0
$\sigma_{\min}/\text{MPa}$	706.0	737.8	621.0	657.8
瞬时温度/K	1 063.0	1 069.0	1 063.0	1 069.0
σ_a/MPa	60.6	63.1	60.6	63.1
σ_b/MPa	960.0	957.0	855.0	852.0
$\sigma_{-1}=0.5\sigma_b/\text{MPa}$	480.0	478.5	427.5	426.0
安全系数	1.59	1.23	1.42	1.03

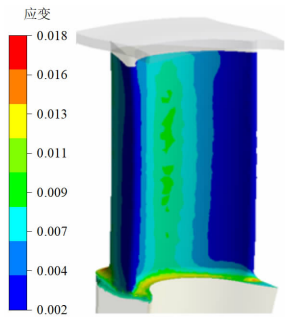


图 12 改型模型启动后 0.35 s 叶片开裂处最大应变
Fig. 12 The maximum strain at the blade crack at 0.35 s after the start of the modified model

将该应变乘 1.25 低周疲劳分析系数后,代入 Morrow 模型修正的 Manson-Coffin 公式,得到 $N_f=90$,取安全系数为 4 时,该叶片低周疲劳寿命次数为 22,即可以安全运行整个过程 22 次,相较于原模型的 23 次,降低了 1 次,仍满足使用要求。叶片加

围带改型方案在 11 所在的地面试验得到验证,此发动机为 CZ4 改型,已安全飞行多次,遥测返回数据验证了该涡轮能保证安全运行。

3 结 论

本文使用 ANSYS 的流热固耦合计算方法对原涡轮转子模型和叶片加围带涡轮转子改进模型进行了振动、气动和强度仿真计算。对原始模型进行强度计算时考虑了启停工况各关键时间点的流动、传热、瞬态温度场、转速的影响,分别计算了稳态运行工况、启动和停机过程 3 个过程模型所受综合加载下的等效应力,找到了叶片所受最大应力的部位。为降低叶片所受气动冲击应力,提出了叶片加围带涡轮转子模型。最后分别计算了优化前后的涡轮在启停过程中的高周疲劳安全系数和低周疲劳寿命。计算分析得到如下结论。

(1)原涡轮转子叶片的六节径轮系切向振动频率为 6 833.1 Hz,加围带涡轮叶片六节径轮系切向频率上升至 7 248.2 Hz,二者均与气流激励频率相差较远,转子叶片不会发生共振现象;涡轮盘各阶驻波共振转速避开率均超过裕度 15%,也不会发生轮盘驻波共振。

(2)稳态综合加载时,叶片加围带涡轮转子模型叶片所受最大等效应力为 338 MPa,较原模型的 340 MPa 下降了 2 MPa,最大等效应力的位置是叶片的型底背弧处,该位置运行温度下的疲劳极限为 526 MPa,明显大于叶片所受最大等效应力;启动后 0.35 s 叶片加围带涡轮转子模型叶片等效应力最大值相比于原涡轮转子模型从 954 MPa 降低到 928 MPa,降幅为 2.73%;叶片加围带涡轮转子模型在停机过程中所受最大等效应力的时间点与原模型一致,均为停机瞬间,应力值由原模型的 939 MPa 下降为 935 MPa,降幅为 0.53%。

(3)叶片加围带模型在启动工况 0.30 s 时采用协议值的材料特性计算的高周疲劳安全系数为 1.42,采用验收值的材料特性计算的高周安全系数为 1.59,比原始模型启动后 0.30 s 的安全系数 1.03、1.23 有着大幅提高,且均大于安全系数 1.4 的要求;叶片加装围带后,载荷略有增加,叶片加围带模型型底最大应变为启动后 0.35 s 时前缘底部的 1.803%,相比原模型的 1.793%增加了 0.56%,得到涡轮转子叶片低周疲劳循环次数为 22 次,与原始模型相比降低了 1 次,仍满足要求,改型后发动机已安全飞行数次。

参考文献:

- [1] 王博, 蒋平, 赵骞, 等. 氢氧火箭发动机组件研制阶段可靠性技术综述 [J]. 火箭推进, 2021, 47(2): 1-8.
WANG Bo, JIANG Ping, ZHAO Qian, et al. Review on reliability technology of hydrogen-oxygen rocket engine components in development [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2021, 47(2): 1-8.
- [2] 杜大华, 黄道琼, 黄金平, 等. 火箭发动机涡轮盘模态影响因素与振动安全性分析 [J]. 火箭推进, 2021, 47(1): 21-28.
DU Dahua, HUANG Daoqiong, HUANG Jinping, et al. Analysis on modal influence factors and vibration safety of rocket engine turbine disk [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2021, 47(1): 21-28.
- [3] 毛凯, 李昌旻, 张聃, 等. 高压液氧涡轮泵孔型/蜂窝阻尼密封的设计 [J]. 火箭推进, 2021, 47(2): 47-53.
MAO Kai, LI Changhuan, ZHANG Dan, et al. Design of the hole-pattern/honeycomb seals in the high-pressure liquid oxygen turbopump [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2021, 47(2): 47-53.
- [4] 于晴, 赵慧, 袁伟为, 等. 液体火箭发动机涡轮气动优化数值研究 [J]. 火箭推进, 2020, 46(5): 21-26.
YU Qing, ZHAO Hui, YUAN Weiwei, et al. Numerical study on aerodynamic optimization of liquid rocket engine turbine [J]. Journal of Rocket Propulsion, 2020, 46(5): 21-26.
- [5] 袁忠大, 程秀全, 刘艺涛, 等. 基于UG有限元模型的航空发动机高压涡轮盘蠕变寿命计算 [J]. 机床与液压, 2021, 49(6): 137-141.
YUAN Zhongda, CHENG Xiuquan, LIU Yitao, et al. Creep life calculation of high-pressure turbine disk of aeroengine based on UG finite element model [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49(6): 137-141.
- [6] 张艳春, 施丽铭, 李朝阳. 燃气轮机涡轮盘结构应力有限元分析 [J]. 燃气轮机技术, 2007, 20(3): 46-49.
ZHANG Yanchun, SHI Liming, LI Chaoyang. Finite element analysis of structure stress for a gas turbine disc [J]. Gas Turbine Technology, 2007, 20(3): 46-49.
- [7] 石清鑫, 袁奇. 某型燃气轮机透平转子的稳态温度场及应力场分析 [J]. 振动与冲击, 2010, 29(S): 110-113.
SHI Qingxin, YUAN Qi. Analysis of temperature and stress fields for a gas turbine rotor [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(S): 110-113.
- [8] 袁海峰. 叶轮叶片振动模态分析与实验研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2010.
- [9] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [10] 满天昕. 喷管排列角度对部分进气轴流式涡轮机性能影响的研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2019.
- [11] 吴厚钰. 透平零件结构和强度计算 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1982.
- [12] 邹冬林, 焦春晓, 徐江海, 等. 船舶桨轴系统双向流固耦合动力学建模方法研究 [J]. 船舶力学, 2021, 25(1): 80-94.
ZOU Donglin, JIAO Chunxiao, XU Jianghai, et al. Research on two-way fluid-solid coupling dynamics modeling for ship propeller-shaft system [J]. Journal of Ship Mechanics, 2021, 25(1): 80-94.
- [13] MANSON S. Behavior of materials under conditions of thermal stress [J]. Nasa Tnd, 1954, 7(3/4): 661-665.
- [14] COFFIN L. A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile metal [J]. Transaction of ASTM, 1954, 176: 931-950.
- [15] MORROW J. Cyclic plastic strain energy and the fatigue of metals [M] // Internal Friction, Damping and Cyclic Plasticity. Philadelphia, PA, USA: ASTM, 1965: 45-84.
- [16] 耿毫伟, 周俊杰. 12 MW 汽轮机调节级叶片的优化仿真 [J]. 山东化工, 2020, 49(17): 233-235.
GENG Haowei, ZHOU Junjie. Optimum simulation of blade of 12 MW steam turbine governing stage [J]. Shandong Chemical Industry, 2020, 49(17): 233-235.
- [17] 吴龙, 袁奇, 丁俊齐, 等. 基于变工况分析的供热机组负荷特性研究 [J]. 热能动力工程, 2012, 27(4): 424-428, 513.
WU Long, YUAN Qi, DING Junqi, et al. Study of the load characteristics of a heat-supply unit based on an analysis of its off-design operating conditions [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2012, 27(4): 424-428, 513.
- [18] 吴锦涛, 王珺, 徐自力, 等. 高转速部分进气涡轮盘气流量及叶片振动响应研究 [J/OL]. 西安交通大学学报, 2022. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20220325.1730.004.html>.
WU Jintao, WANG Jun, XU Zili, et al. Research on airflow force and blade vibration response of high-speed partial intake turbine disk [J/OL]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20220325.1730.004.html>.
- [19] 徐自力, 周子宣. 航空发动机多级叶盘轴系统扭转耦合振动特性 [J]. 交通运输工程学报, 2019, 19(3): 79-88.
XU Zili, ZHOU Zixuan. Torsional coupled vibration

- characteristics of multi-stage blade disc-shaft system of aeroengine [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2019, 19(3): 79-88.
- [20] 席雷, 高建民, 徐亮, 等. 涡轮叶片厚壁带肋通道流动与传热性能的预测和优化 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(12): 25-34.
- XI Lei, GAO Jianmin, XU Liang, et al. Prediction and optimization on flow and heat transfer performance of ribbed thick-wall channel in turbine blade [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(12): 25-34.
- [21] 张赞坚, 刘朝晖, 潘辉, 等. 低流阻火箭煤油的超临界压力流动与换热特性 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(1): 129-134, 156.
- ZHANG Zanjian, LIU Zhaohui, PAN Hui, et al. Flow and heat transfer characteristics of low-flow resistance rocket kerosene under supercritical pressure [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(1): 129-134, 156.
- [22] 吕坤, 谢永慧, 张荻. 非正弦振型对沉浮翼型推力产生的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(9): 55-59, 139.
- LÜ Kun, XIE Yonghui, ZHANG Di. Numerical study of nonsinusoidal motion effect on plunging airfoil propulsion [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(9): 55-59, 139.
- [23] 谢永慧, 邓实, 张荻, 等. 基于热流固耦合分析的重型燃气轮机透平高压叶片寿命研究 [J]. 热力透平, 2011, 40(3): 151-158.
- XIE Yonghui, DENG Shi, ZHANG Di, et al. Study on life prediction for HP turbine blade of heavy-duty gas turbine based on analysis of multi-factor coupling physical fields [J]. Thermal Turbine, 2011, 40(3): 151-158.
- [24] 刘乐, 谢永慧. 微型航空喷气发动机转子动力学特性数值模型研究 [J]. 热力透平, 2011, 40(2): 121-124.
- LIU Le, XIE Yonghui. Study on numerical model for rotor dynamics characteristics of micro-air jets [J]. Thermal Turbine, 2011, 40(2): 121-124.
- [25] 陈云, 宋立明, 王雷, 等. 自动优化技术在涡轮设计中的应用 [J]. 航空发动机, 2021, 47(4): 59-66.
- CHEN Yun, SONG Liming, WANG Lei, et al. Application of automatic optimization technology in turbine design [J]. Aeroengine, 2021, 47(4): 59-66.

(编辑 赵炜 杜秀杰)