

小型航空 Wankel 发动机转子结构优化仿真

何光宇, 杨正浩, 耿 琪

(空军工程大学等离子体动力学重点实验室, 西安, 710038)

摘要 三角转子是小型航空 Wankel 转子发动机的核心部件, 其高速旋转过程中承受着温度、惯性力和燃气爆发压力等复杂载荷耦合作用, 更加容易因强度不足发生失效与破坏。针对多重载荷耦合工况下, 三角转子应力集中与强度问题, 建立发动机热力学模型, 获得发动机单循环内燃烧室缸温、缸压以及换热系数变化曲线, 计算转子各处热边界条件, 分别在机械应力、热应力与热-机械耦合条件下, 采用有限元的方法对三角转子进行温度场、应力场与变形量仿真分析, 并提出转子腰部圆孔边缘处加工圆角和冷却孔处布置散热片优化方法。仿真结果表明: 优化后三角转子最大应力由原来的 687.0 MPa 下降为 403.9 MPa, 约为原来的 58.79%; 转子腰部圆孔边缘应力由 577.5 MPa 下降为 306.1 MPa, 降低为原来的 53.02%; 冷却孔处应力值也由 212.6 MPa 降至 113.2 MPa, 约为原来的 53.25%。布置散热片后, 转子平均温度下降 20 K 以上, 转子腰部圆孔边缘与冷却孔温度下降 40 K 左右, 密封槽尖端变形量由 0.21 mm 降至 0.15 mm, 减小 27.7%。转子应力场得到改善, 变形量减小。

关键词 转子发动机; 三角转子; 有限元分析; 结构强度

DOI 10.3969/j.issn.2097-1915.2022.05.001

中图分类号 V234⁺ **文献标志码** A **文章编号** 2097-1915(2022)05-0001-08

Research on Simulation and Optimization of Triangle Rotor of Small Aviation Wankel Engine

HE Guangyu, YANG Zhenghao, GENG Qi

(Science and Technology on Plasma Dynamics Laboratory,
Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract Triangular rotor is a core component of small aviation Wankel rotary engine, subjected to complex load coupling effects such as temperature, inertial force and gas explosion pressure in the process of high-speed rotation, and more prone to failure and damage due to insufficient strength. In view of the stress concentration and strength evaluation of triangular rotor, a model of the engine's thermodynamic working process is established to obtain the change law of the cylinder temperature, cylinder pressure and heat transfer coefficient of the combustion chamber in a single cycle of the engine, and calculate the thermal boundary conditions everywhere in the rotor. Under conditions of mechanical stress, thermal stress and thermo-mechanical coupling, the finite element method is adopted respectively to simulate and analyze the temperature field, stress field and deformation of the triangular rotor. And optimization methods such as the processing of rounded corners at the edge of the round hole at the waist of the rotor and the arrange-

收稿日期: 2022-03-07

作者简介: 何光宇(1980—), 男, 陕西西安人, 副教授, 研究方向为航空发动机。E-mail: hegy_22@126.com

引用格式: 何光宇, 杨正浩, 耿琪. 小型航空 Wankel 发动机转子结构优化仿真[J]. 空军工程大学学报, 2022, 23(5): 1-8. HE Guangyu, YANG Zhenghao, GENG Qi. Research on Simulation and Optimization of Triangle Rotor of Small Aviation Wankel Engine [J]. Journal of Air Force Engineering University, 2022, 23(5): 1-8.

ment of heat sinks at the cooling hole are proposed, and comparative analysis is carried out. The simulation results show that after the optimization, the stress at the edge of the circular hole at the waist of the rotor is reduced to 403.9 MPa from 687.0 MPa, which is about 58.7% of the original, and the stress value at the cooling hole is also reduced to 113.2 MPa from 202.6 MPa, which is 55.9% of the original. Cooling fins being arranged, a drop of rotor at temperature is more than 20 K on average, the temperature of the round hole at the waist of the rotor and the cooling hole dropped is about 40 K, and the deformation of the sealing groove tip is reduced to 0.15 mm, from 0.21 mm, i. e. a reduction of 27.7%.

Key words rotary engine; triangular rotor; finite element analysis; structural strength

21 世纪以来,军用无人飞行器技术持续发展,尤其是小型无人机组成的分布式集群作战在未来战场上将发挥着愈加重要的作用^[1-2],随之而来其对动力系统的需求也日渐突出。Wankel 转子发动机凭借其功率高、结构简单、传动平稳、体积小、质量轻、造价低等特点^[3-4],在无人机动力领域有着独特的优势^[5-6]。小型航空转子发动机工作时,存在温度低、气压低使得燃烧效率低,风冷的冷却方式使得冷却效率较低,体积小且功率高使得部件承受载荷较大等问题,再加上三角转子是转子发动机最主要的运动部件,其在工作时要承受工作室的燃气爆发压力、摩擦力,惯性力,同时还要承受工作室燃气燃烧产生的热负荷^[7-8],各种载荷相互耦合使得其工作环境复杂。而转子在这样恶劣工况下能否保证自身强度不发生破坏关系到发动机的整体性能,因此对于三角转子的结构设计显得复杂且尤为重要^[9-10]。

目前国内对于转子发动机的研究,主要集中在性能计算方面,大多没有将发动机各部件的载荷以及强度因素考虑在内,少数对发动机部件的强度计算也只进行了静压力分析^[9],而没有考虑到转子实际复杂工况下受到的惯性力与热负荷,很难满足对转子在实际工况下受力分析的研究。

本文通过建立发动机工作热力学模型,获得发动机工作的缸温缸压曲线,以此作为边界条件,建立有限元模型计算转子工作时的温度场与应力场,并结合转子所受的机械边界条件,计算转子在热-力耦合下所受的应力与变形。在此基础上,分析转子所受的应力状态,并提出通过增大圆角和布置散热片的方法,以改善转子应力状态与应力分布,完成转子的优化设计。为转子发动机三角转子设计与结构优化提供方法和技术支撑。

1 边界条件与模型建立

1.1 三角转子有限元模型

以某小型航空用转子发动机为例,其采用单转

子、风冷式航煤发动机,机型参数见表 1。

表 1 发动机主要参数

发动机参数	数值(组成)
额定转速/(r/min)	7 000
功率/kW	12
排量/mm ³	120.5
推力/kg	32
气缸数	1
压缩比	10.02
燃料	航煤
汽化热/(kJ/kg)	280
低热值/(kJ/kg)	4.289×10^4
吸入燃料量/g	0.02 621

发动机的三角转子、缸体、端盖均采用球墨铸铁材料,有良好的耐磨与耐高温性能。其材料属性见表 2。为研究高温条件下的转子强度有限元分析,还需引入转子材料的性能参数随温度的变化关系,见图 1。

表 2 发动机材料性能主要参数

材料性能	数值
密度/(kg/m ³)	7×10^3
杨氏弹性模量/MPa	1.62×10^5
泊松比	0.293

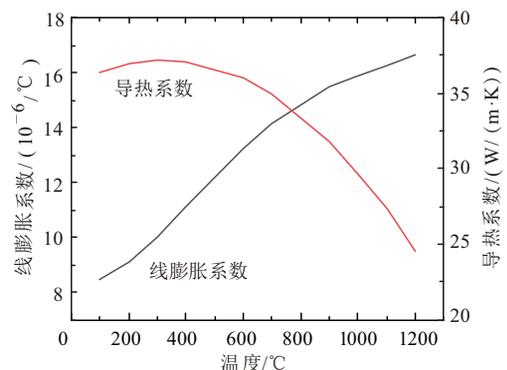


图 1 材料物性参数-温度曲线

转子创成半径为 60 mm、宽度 40 mm,采用 Multizone 网格划分方法对转子进行高阶六面体网格划分,控制网格尺寸为 2 mm,转子腰部、燃烧室凹坑等位置进行网格加密处理,结果如图 2 所示,有

限元节点 2 650 818 个,单元 1 825 406 个。



图 2 转子网格模型

1.2 发动机零维模型

本文采取按时间积分的原则,基于 Wankel 发动机工作过程,建立发动机零维模型,模型以理想气体状态方程为基础,来考量工质温度、压力、体积与质量各状态参量之间的函数关系^[11-12],对于理想气体处于平衡状态时,满足:

$$pV = nRT \quad (1)$$

式中: p 为气体压强; V 为气体体积; n 为单位体积内气体分子数; R 为普适气体常数; T 为气体温度。

本文根据 Wankel 发动机热力循环过程建立发动机的能量守恒、质量守恒方程^[13-14]。如式(2)、式(3)所示:

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{dQ}{d\varphi} + \frac{dm_{in}}{d\varphi}h_{in} + \frac{dm_f}{d\varphi}h_f - \frac{dm_1}{d\varphi}h_1 - \frac{dm_{out}}{d\varphi}h_{out} - \frac{dQ_t}{d\varphi} - \frac{dQ_{tra}}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} - Hu \frac{dm_f}{d\varphi} \quad (2)$$

式中: $\frac{du}{d\varphi}$ 表示工质内能的变化; $\frac{dQ}{d\varphi}$ 、 $\frac{dQ_t}{d\varphi}$ 、 $\frac{dQ_{tra}}{d\varphi}$ 分别表示燃料燃烧产生的热量、气化所吸收的热量、以及向外界传热损失的热量; $\frac{dm_{in}}{d\varphi}h_{in}$ 、 $\frac{dm_f}{d\varphi}h_f$ 、 $\frac{dm_1}{d\varphi}h_1$ 、 $\frac{dm_{out}}{d\varphi}h_{out}$ 分别为进入工作室的气体、燃料、泄露气体、排出气体所携带的热量; $p \frac{dV}{d\varphi}$ 为气体对转子所做的功; $Hu \frac{dm_f}{d\varphi}$ 为燃料汽化吸收的热量。

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_{in}}{d\varphi} + \frac{dm_f}{d\varphi} - \frac{dm_1}{d\varphi} - \frac{dm_{out}}{d\varphi} \quad (3)$$

式中: $\frac{dm}{d\varphi}$ 为工质的质量变化; $\frac{dm_{in}}{d\varphi}$ 、 $\frac{dm_f}{d\varphi}$ 、 $\frac{dm_1}{d\varphi}$ 、 $\frac{dm_{out}}{d\varphi}$ 分别表示吸入工作室的空气量、燃料质量、漏气质量以及排气过程的质量变化。

1.3 载荷及边界条件

作为本研究对象的三角转子,其所受的机械边界条件主要包括工作室气体压力、旋转产生的惯性力、侧压力,由于其功率高、转速快,因此转子所受的惯性力较大,另外其侧压力对转子结构破坏作用

影响较小,计算时进行忽略简化。

1.3.1 发动机零维模型

利用零维模型计算得到 7 000 r/min 转速下,缸内燃气压力的初始数据,单个循环周期内缸内瞬时压力变化如图 3 所示。并将其作为转子分析的机械边界条件。可以得到,在标定工况下 0.018 1 s 时,即曲轴转角为 760°时,缸内燃气压力达到最高,约为 1.5 MPa。

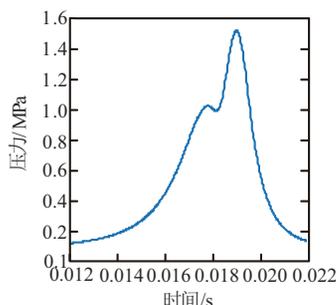


图 3 瞬时压力随时间变化

1.3.2 转动惯性力载荷

转子的主要运动机构可以看做一个行星齿轮机构,转子绕偏心轴段中心 O_r 转动,同时偏心轴绕中心线 O 做周转运动^[15-16],见图 4。

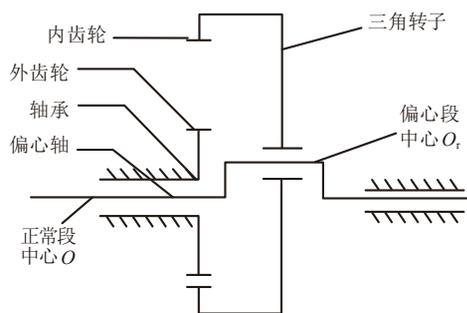


图 4 转子运动机构示意图

由平面运动学可知,转子运动的瞬时加速度中心 C 可以通过转子的角速度 ω_r 与转子中心 O_r 的加速度 a_0 来确定。计算关系式如下:

$$O_r C = \frac{a_0}{\omega_r^2} \quad (4)$$

式中:转子中心 O_r 的加速度 a_0 为 $\omega^2 e$; e 为转子设计的偏心距; ω 为偏心轴角速度; $\omega_r = \frac{\omega}{3}$, 可得:

$$O_r C = \frac{\omega^2 e}{\frac{\omega^2}{9}} = 9e \quad (5)$$

最大燃气压力时刻下,曲轴转角为 774°时转子工作位置达到图 5 所示。在求得转子瞬时运动状态与 $O_r C$ 后,得到转子的瞬时加速度中心,通过加载 7 000 r/min 转速求得惯性力。

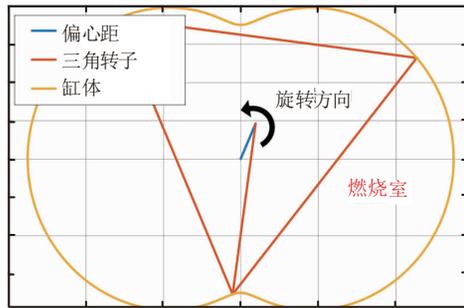


图5 偏心轴转角 774°时刻转子与刚体相对位置示意

1.3.3 热边界条件

转子边界条件采用第三类简化边界条件,即给定燃气温度与换热系数。同样利用零维模型计算出单个工作室一个循环周期内,缸内工质温度、工质与转子工作面的换热系数随时间变化曲线,并以此作为转子的热边界条件,见图6。

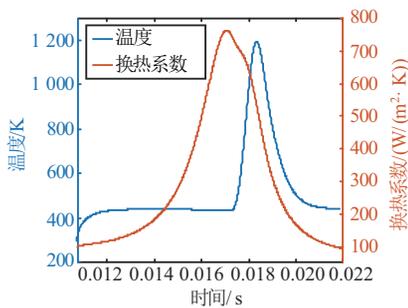


图6 瞬时温度、换热系数随时间变化曲线

为简化计算成本,将传热过程看成一维问题,工作面一侧换热系数和换热流体的温度一定。结合工作室温度与换热系数变化曲线,计算单循环内的平均传热系数 α_{tm} 与平均温度 T_{tm} ^[17]:

$$\alpha_{tm} = \frac{1}{0.012} \int_0^{0.012} \alpha_t dt \quad (6)$$

$$T_{tm} = \left(\int_0^{0.012} (\alpha_t \cdot T_t) dt \right) / \int_0^{0.012} \alpha_t dt \quad (7)$$

式中: α_t 为瞬时换热系数; T_t 为燃烧室瞬时温度。采用串联热阻的方式求得转子其他各表面的传热系数^[18-19],并根据转子实际工况中温度值进行修正,转子各表面与各主要位置如图7所示,各表面温度与换热系数计算结果如表3所示。

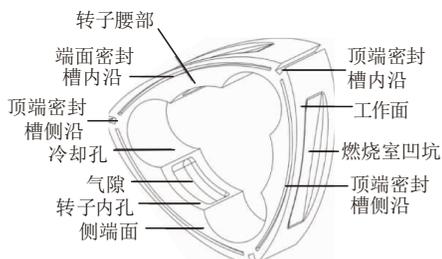


图7 转子各表面与各主要位置示意图

表3 转子其余各个表面温度与换热系数

位置	换热系数/ (W/(m ² ·K))	温度/K
顶端密封槽侧沿	1 250	400
顶端密封槽内沿	1 213	400
端面密封槽侧沿	1 163	450
端面密封槽内沿	1 157	450
侧端面	480	430
气隙	50	400
转子内孔	1 250	400
内腔冷却孔	300	340

2 热-机械负荷耦合分析

该型号小型航空转子发动机工作时,燃烧室瞬时温度最高可达 1 200 K,燃气爆发压力约为 1.52 MPa,取转子工况最复杂的最大燃气压力下的负载情况进行研究^[9],转子所受负荷以及有限元模型输入如图8所示。

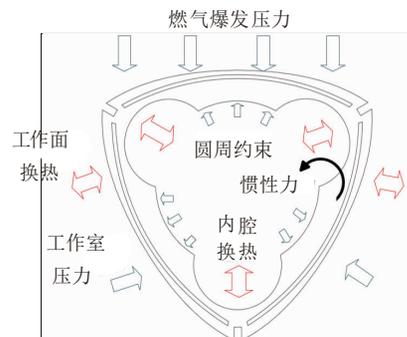


图8 转子所受负荷以及有限元模型输入示意图

2.1 机械负荷分析

假设工作室燃气压力以压强的形式均匀加载到转子工作面,惯性力通过计算转子加速度来加载,对转子中心轴承孔施加圆柱约束,限制其径向、周向与轴向位移,对转子端面施加法向约束。

静力计算时,转子所受到的侧向压力对转子结构影响不太明显,可近似为零^[9]。本文选取转子工作最恶劣的工况,即转子处于最高燃烧压力下转子的静力学分析^[20-21]。通过有限元分析,得到转子在最高燃气压力时刻下的应力与变形结果图9。由图9可知最大应力约为 91.6 MPa,出现在转子腰部圆孔边缘。变形最大出现在转子承受燃气爆发压力一侧的顶端密封槽处,而不是燃烧室凹孔中央,约为 0.19 mm,转子腰部处变形量较小,可以看出,相较于燃气爆发压力,转子惯性力对转子所受的应力以及产生的变形影响更大。

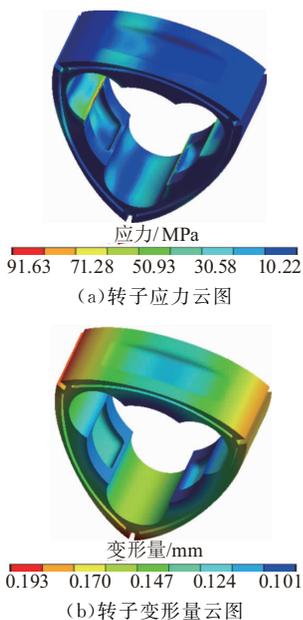


图 9 最高燃气压力下转子应力、变形量云图

表 4 为转子各位置编号以及应力值,可以看出,工作室凹坑中央与气隙中央由于承受燃气爆发压力,应力值较大,分别为 19.0 MPa 与 25.6 MPa,腰部圆孔边缘处测量点应力值明显增大,约为 62.1 MPa,此处出现明显的应力集中。

表 4 最大燃气压力下各位置应力值

编号	位置	应力/MPa
1	工作室凹坑中央	19.0
2	工作室凹坑侧沿	13.6
3	气隙中央	25.4
4	气隙边缘	13.1
5	顶端密封槽	14.0
6	端面密封槽	7.3
7	腰部(孔边缘)	62.1

2.2 热负荷分析

计算所采用的换热边界条件见表 2,转子受热不均会产生轴向与周向的热应力与热变形,若继续使用静力分析的约束条件,会使得计算结果应力过大,所以此处只对转子进行径向约束。

对转子进行温度场分析,得到此工况下转子温度场、热通量云图,结果如图 10 所示。由图可知,最高温度达到约 552.9 K,处于燃烧室凹坑中心,最低温度约 501.2 K,处于腰部圆孔面。

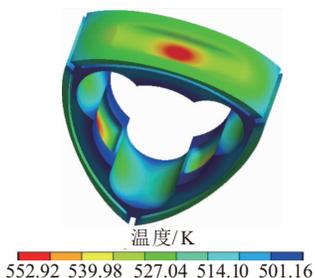


图 10 稳定工况下转子温度场云图

转子所受热负荷以及变形见图 11,可以看出,最大应力仍然出现在腰部圆孔边缘,约为 636.3 MPa。转子顶端密封槽处出现较大的热变形,约为 0.20 mm。可以看出温度场对转子应力应变影响比较均匀,应力、应变呈周向对称分布。

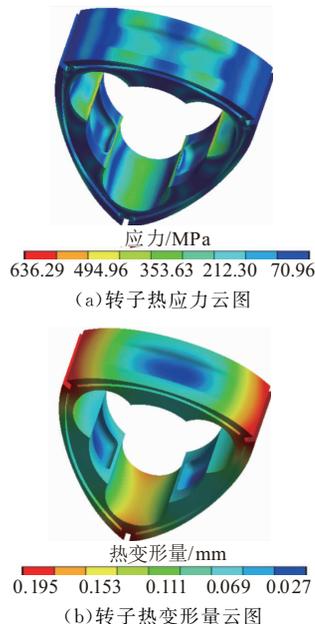


图 11 热负荷作用下应力、变形量云图

表 5 所示为转子各位置的热应力值,可以得到,工作室凹坑中央与气隙中央应力值较大,分别为 118.2 MPa 与 230.9 MPa,冷却孔、顶端密封槽等处由于温度梯度较大,其热应力值也较大,分别为 186.7 MPa、262.9 MPa,腰部圆孔边缘处出现明显的应力集中,约为 557.8 MPa,接近转材料的屈服极限值,安全余量不够充分。

表 5 热负荷作用下各位置应力值

编号	位置	应力/MPa
1	工作室凹坑中央	118.2
2	工作室凹坑侧沿	96.9
3	气隙中央	230.9
4	气隙边缘	96.9
5	顶端密封槽	262.9
6	端面密封槽	53.0
7	腰部(孔边缘)	557.8
8	冷却孔	186.7

2.3 热-机械耦合分析

进行热-机械耦合有限元仿真时,仍保持其径向约束,在热仿真的基础上导入机械载荷,得到热机械耦合分析结果,其应力、应变云图为图 12。可以看出腰部圆孔边缘应力集中现象最明显,最大应力约为 687.0 MPa,最大变形量同样出现在距离转子加速度中心较远一侧的尖端密封槽处变,约为 0.21 mm。转子各位置计算的应力值如表 6。

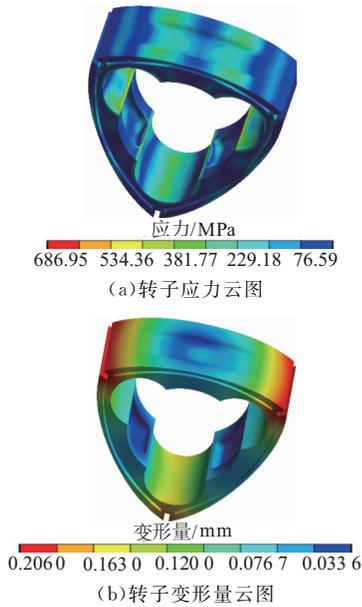


图 12 转子热-力耦合下应力、变形量云图

表 6 热-机械耦合作用下各位置应力值

编号	位置	应力/MPa
1	工作室凹坑中央	181.0
2	工作室凹坑侧沿	115.0
3	气隙中央	235.4
4	气隙边缘	121.0
5	顶端密封槽	265.4
6	端面密封槽	72.7
7	腰部(孔边缘)	577.5
8	冷却孔	212.6

3 方案设计改进研究

3.1 增大圆角

针对转子腰部应力过大,出现应力集中的问题,我们对于转子腰部进行改进,腰部圆孔边缘加工圆角,以改善应力分布,解决腰部应力过大问题,如图 13。重新计算得到最大燃烧工况下转子的应力、应变云图如图 14。改进后转子应力场与未改进相比,最大应力由 91.6 MPa 下降到 67.0 MPa,位置由腰部圆孔边缘改变为圆角处,最大变形量由 0.19 mm 变为 0.16 mm。

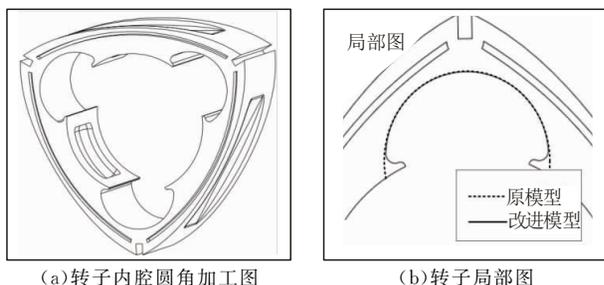


图 13 转子增大圆角改进图

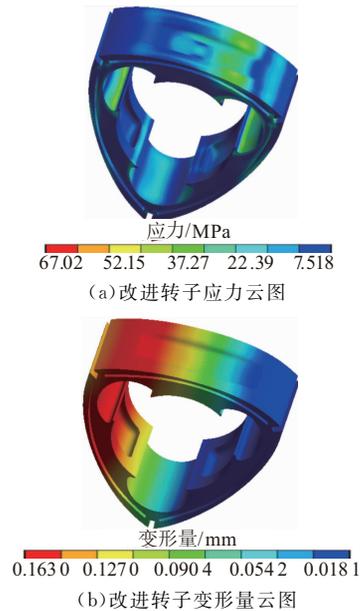


图 14 最高燃气压力下应力、变形量云图

改进后最高燃烧工况下计算结果与原转子计算结果对比得到图 15,各位置编号如表 4 所示,燃烧室凹坑与气隙应力值变化较小,平均下降 2 MPa 左右,改进后顶端密封槽压力由 14.0 MPa 上升至 15.1 MPa,转子腰部圆孔边缘应力由 62.1 MPa 下降至 31.0 MPa,应力值下降幅度较大,应力集中现象得到解决,改进后转子应力场得到改善。

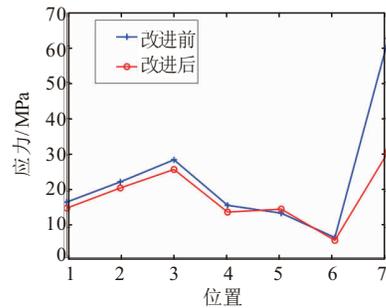


图 15 转子增大圆角改进前后各位置应力值对比

3.2 增加散热片

除圆孔边缘应力集中问题外,针对转子复杂的温度场问题,对转子冷却孔进行结构改进,在冷却孔内设置散热片,通过增大对流换热面积,来达到更好的冷却效果,如图 16 所示。

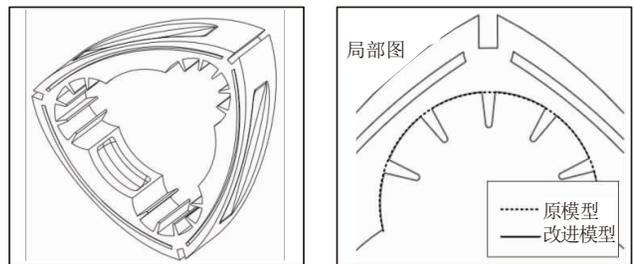


图 16 转子冷却孔改进图

改进后的转子温度场如图 17 所示,改进前后主要位置温度场对比如图 18 所示,改进后转子最高温

度仍出现在凹坑中央,并由原来的 553 K 下降到 543 K,改进后转子最低温度出现在散热片上,冷却孔处温度由 523 K 降至 487 K,距离冷却孔较近的顶端密封槽温度由 515 K 降至 485 K。另外工作面、密封槽、腰部圆孔等处温度平均下降 20 K 以上。转子的温度更低温度场更加均匀,工况得到改善。

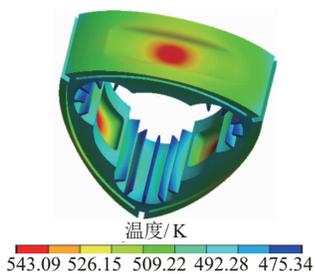


图 17 改进转子的温度场云图

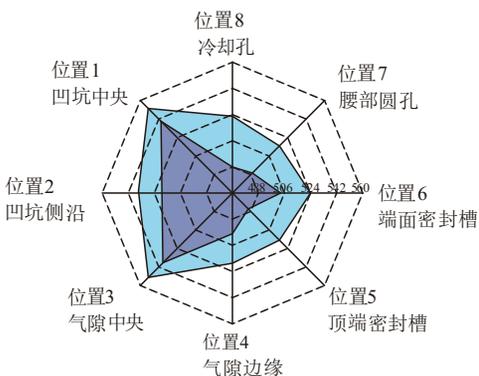


图 18 转子增加散热片改进前后各位置应力值对比

布置散热片后转子的所受的应力、变形如图 19 所示,对比三角转子改进前后的应力、应变,得到图 20,各位置编号如表 5 所示。可以看出,与改进前的转子相比,布置散热片的转子燃烧室凹坑、气隙与密封槽等处温度下降幅度较小,热应力下降幅度较小,平均下降 25.0 MPa 左右,而转子腰部圆孔边缘与冷却孔处温度均下降 30 K 以上,且温度场改善明显,热应力分别由原来的 557.8 MPa、186.7 MPa,下降为 521.2 MPa、120.9 MPa,分别下降 36.6 MPa、65.9 MPa,相应的应力场改善效果也较为显著。同时,可以看出,最大应力仍然出现在腰部圆孔边缘,约为 606.8 MPa,此处存在应力集中。改进后转子最大变形量位置不变,应变值由原来的 0.20 mm 下降为 0.18 mm。

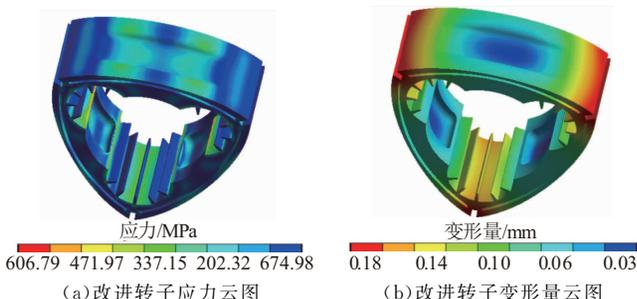


图 19 热负荷下改进转子的应力、变形量云图

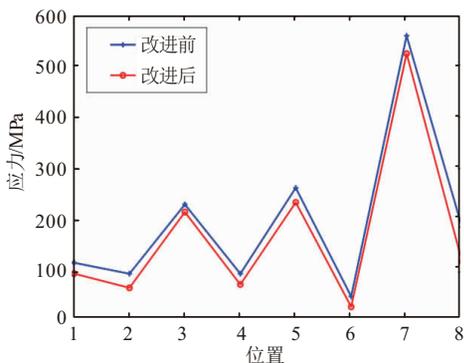


图 20 转子增加散热片改进前后转子的热应力对比图

3.3 热-机械耦合分析

结合两种方案对转子进行重新建模,得到图 21。

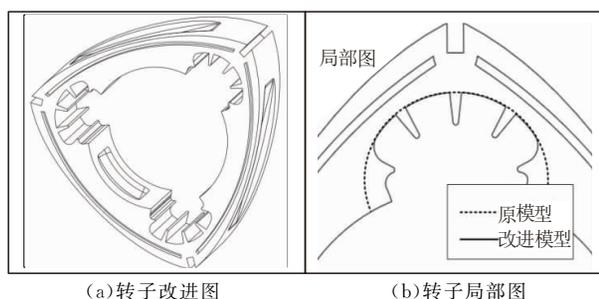


图 21 转子热-机械耦合改进图

对模型进行有限元分析,得到热力云图以及热-机械耦合应力、变形量云图见图 22。

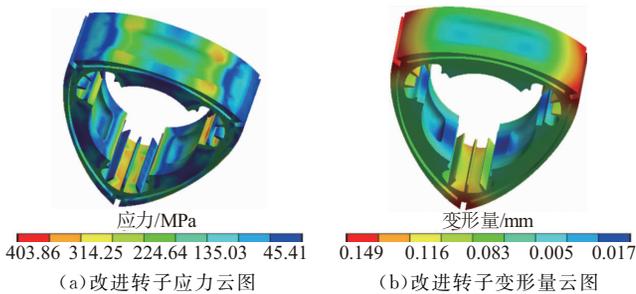


图 22 改进转子热-机械耦合下应力、变形量云图

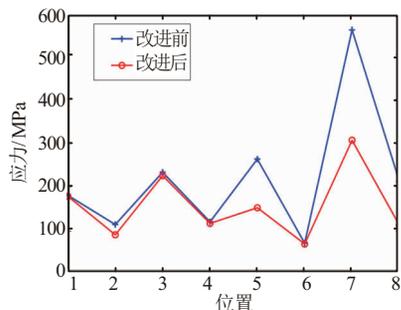


图 23 改进前后转子热-机械耦合应力对比

与原转子应力应变云图对比,得到图 23。可以看出其应力集中处最大应力值大幅下降,由 687.0 MPa 降低到 403.9 MPa,下降幅度约 41.2%。应力集中现象得到缓解,最脆弱的转子腰部应力值由 577.5 MPa 降低到 306.1 MPa,下降约 47.0%,由于布置散热片,冷却孔处温度场得到改善,其应力值

由 212.6 MPa 下降至 113.2 MPa, 下降约 46.8%, 其他各处应力值都有小幅度下降, 转子应力场得到改善。另外可以看出, 转子变形量有小幅度下降, 最大变形量仍出现在距离瞬时加速度中心较远的转子尖端密封槽处, 由 0.21 mm 降至 0.15 mm。

4 结论

本文经过对小型航空 Wankel 转子发动机三角转子的有限元分析, 提出了转子的结构优化方案, 并对改进前后的温度场、应力、应变场进行对比, 得到以下结论。

1) 转子在工作中, 工作面承受着燃气爆发压力, 而腰部位置最薄弱, 发动机设计时要着重注意转子腰部的结构设计。转子腰部圆孔边缘容易产生应力集中, 通过增加圆角, 可以将最大应力由原来的 687.0 MPa 下降为 403.9 MPa, 约为原来 58.8%, 腰部圆孔边缘应力由 577.5 MPa 下降为 306.1 MPa, 降低为原来的 53.02%, 转子应力场得到改善。

2) 通过布置散热片, 可以增大散热面积, 有效改善转子温度场, 转子平均温度下降 20 K 以上, 腰部边缘与冷却孔温度下降 40 K 左右, 同时可转子工作面、气隙和密封槽等处热应力均下降 30.0 MPa 左右, 冷却孔处应力由 212.6 MPa 下降为 113.2 MPa, 降为原来的 53.3%。

3) 结构改进对转子的变形量也有一定的改进作用, 转子尖端工作时变形过大会导致尖端与缸体接触产生磨损, 降低发动机气密性。进行热-机械耦合研究时, 可以发现最大变形量往往出现在距离旋转加速度中心较远一侧的转子尖端密封槽上, 改进后由原来的约为 0.21 mm 降至 0.15 mm, 符合工作要求, 且一定程度提高转子与缸体之间气密性。

参考文献

[1] KIYAK E, UNAL G, OZER N F. Performance Monitoring and Analysis of Various Parameters for a Small UAV Turbojet Engine[J]. Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 2018, 90(5): 779-787.

[2] 万华翔, 张雅舰. 蜂群无人机对战场环境的影响及对抗技术研究[J]. 飞航导弹, 2019(4): 68-72.

[3] AHN Y, MOON J, KIM B J, et al. A Study on Development of Small Sensor Observation System Based on IoT Using Drone[J]. Journal of Environmental Science International, 2018, 27(11): 1155-1167.

[4] WANG W, ZUO Z, LIU J. Miniaturization Limitations of Rotary Internal Combustion Engines[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 112: 101-114.

[5] 王士奇. 中国无人机动力装置现状浅析[J]. 航空动力, 2019(2): 9-12.

[6] 黄静, 张皓琳. 无人机动力技术发展现状与展望[J]. 信息技术与信息化, 2019(12): 202-204.

[7] 王荣. 小型双转子发动机结构与特性分析[D]. 长沙:国防科学技术大学, 2014: 32-33.

[8] SADIQ G A, AL-DADAH R, MAHMOUD S. Development of Rotary Wankel Devices for Hybrid Automotive Applications[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 202: 112159.

[9] 于雷. 微型转子发动机设计方案研究[D]. 合肥:中国科学技术大学, 2009: 34-36.

[10] 李文敏. 新概念双转子发动机密封性能分析[D]. 长沙:国防科学技术大学, 2014: 21-24.

[11] 甄欣. 变形对小型转子发动机端面漏气影响研究[D]. 北京:北京理工大学, 2016: 19-22.

[12] 周乃君, 高宏亮, 裴海灵. 转子凹坑容积对转子发动机性能参数的影响[J]. 内燃机, 2006(4): 10-12.

[13] 李雪松, 王尚勇, 吴进军, 等. 基于 MATLAB/SIMULINK 的柴油转子发动机性能模拟研究[J]. 机电产品开发与创新, 2007, 20(5): 19-21.

[14] 李立君, 尹泽勇, 乔渭阳, 等. 汽油转子发动机热力过程数值模拟研究[J]. 内燃机工程, 2006, 27(1): 6-10.

[15] 崔宇. 转子发动机的结构和工作原理[J]. 黑龙江交通科技, 2011, 34(9): 270.

[16] 王东杰, 左正兴, 靳雁松, 等. 簧片式柔性转子发动机性能影响因素分析[J]. 车辆与动力技术, 2016(1): 1-7, 14.

[17] 周乃君, 裴海灵, 张家奇, 等. 转子发动机热力过程数学模型[J]. 中南大学学报, 2008, 39(2): 284-289.

[18] 蒋德明. 高等内燃机原理[M]. 西安:西安交通大学出版社, 2002.

[19] 张俊红, 何振鹏, 张桂昌, 等. 柴油机活塞热负荷和机械负荷耦合研究[J]. 内燃机学报, 2011, 29(1): 78-83.

[20] 赵怀山, 侯尊, 胡崇波, 等. 基于 Workbench 的某转子发动机偏心轴强度分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2019, 57(6): 93-95.

[21] 管胜荣, 张俊义, 张志清, 等. 转子发动机偏心轴结构设计及强度校核[J]. 小型内燃机与摩托车, 2010, 39(3): 48-51.

(编辑:姚树峰)