

航空发动机法兰接触热阻特性实验研究

陈 燕^{1,2}, 樊光亚¹, 林志辉³, 史博文¹, 刘高文^{1,2}

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 西北工业大学 陕西省航空动力系统热科学重点实验室, 西安 710072;

3. 中国航空发动机集团有限公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 通过搭建法兰接触热阻实验台, 在法兰间隙 0~0.75 mm、螺栓拧紧力矩 20~40 N·m 参数范围内, 测量不同材料机匣多个轴向位置的壁温来获得通过法兰的热流, 得到法兰的接触热阻、单位接触热导。分析了法兰间隙、螺栓拧紧力矩对法兰接触热阻特性的影响。研究结果表明随着法兰间隙的增加, 接触热阻呈线性增加, 最大增加 0.03 K/W, 单位接触热导先迅速减小, 后趋于平缓, 最大降低了 10 744.2 W/(K·m²), 约 94.5%; 随着拧紧力矩的增加, 接触热阻减小, 最大降低了 22.1%。

关 键 词: 机匣法兰; 法兰间隙; 拧紧力矩; 接触热阻; 单位接触热导

中图分类号: V232

文献标志码: A

Experimental investigation on contact thermal resistance characteristics of aero-engine flange

CHEN Yan^{1,2}, FAN Guangya¹, LIN Zhihui³,

SHI Bowen¹, LIU Gaowen^{1,2}

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Shaanxi Key Laboratory of Thermal Science in Aero-engine System,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

3. Commercial Aircraft Engine Company Limited,

Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: By setting up a flange contact thermal resistance experimental bench, within the range of 0—0.75 mm of flange clearance and 20—40 N·m of bolt tightening torque, the wall temperature of multiple axial positions of casing of different materials was measured to obtain the heat flux passing through the flange, and the contact thermal resistance and unit contact thermal conductivity of the flange were obtained. The influences of flange clearance and bolt tightening torque on the contact thermal resistance of flange were analyzed. The results showed that with the increase of flange clearance, the contact thermal resistance increased linearly, the maximum increase was 0.03 K/W, the unit contact thermal conductivity decreased rapidly at first, and then

收稿日期: 2021-10-11

基金项目: 国家科技重大专项基金(2017-III-0011-0037)

通信作者: 陈燕(1975—), 女, 讲师, 博士, 主要从事航空发动机空气系统和旋转盘腔中的流动换热研究。

E-mail: xjtu.chenyan@nwpu.edu.cn

引用格式: 陈燕, 樊光亚, 林志辉, 等. 航空发动机法兰接触热阻特性实验研究[J]. 航空动力学报, 2022, 37(4): 734-742. CHEN Yan, FAN Guangya, LIN Zhihui, et al. Experimental investigation on contact thermal resistance characteristics of aero-engine flange [J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(4): 734-742.

was inclined to smooth, with the maximum reduction of $10\,744.2\text{ W}/(\text{K}\cdot\text{m}^2)$, about 94.5%; with the increase of tightening torque, the contact thermal resistance decreased, the maximum reduction was 22.1%.

Key words: casing flange; flange clearance; tightening torque;
contact thermal resistance; unit contact thermal conductivity

航空发动机机匣法兰是发动机的重要组成部分。在机械载荷、热载荷、气动载荷的共同作用下,法兰安装边的接合面会发生不同程度的变形。导致法兰边的接触热阻发生变化,影响机匣之间的热量传递,改变机匣的温度分布,影响发动机的安全运行。因此,有必要开展航空发动机法兰安装边接合面的力-热传递机理研究。

粗糙结合面的接触热阻是研究法兰接合面传热特性的重要内容。一般观点认为,粗糙表面的微凸体的分布及大小是随机的。关于粗糙表面形貌模型主要有:经典弹性接触模型(Greenwood-Williamson模型)^[1]、Bush-Gibson-Thomas模型^[2]、Bush-Gibson-Keogh模型^[3]、Fractal模型^[4]。在法兰接触面上,由于表面粗糙度的存在,根据弹性接触模型,两个接合面实际是许多离散的接触点连接的。热流通过接触界面时,实际上是通过离散的接触点,而整个接触面的热流可看作是由许多相互平行的通过接触点的小热流通道并联而成。在不同的拧紧力矩和间隙下,法兰边的实际接触面积发生变化,接触热阻改变,通过法兰的热流量改变,机匣的温度场变化。在实际结构中,法兰接合面的实际接触面积只占名义接触面积的0.01%~0.1%,接触面积的骤减会引起热流的收缩^[5]。压力不同,结合面发生的形变类型也不同,因此不同的接触模型会影响对接触热阻的分析。对不同的形变类型建立相应的形变模型,主要有弹性模型、塑性模型^[6]和弹塑性模型^[7]。顾慰兰^[8]提出了将接触点简化为圆盘接触模型计算单点接触热阻的方法,最终得到接触热阻随接触表面所受挤压应力变化的半经验公式。

接触热阻的仿真计算方面,McCool^[9]研究了不同微接触模型,对不同模型下接触点个数、接触面积、名义压力等参数进行了预测和比较,为微接触模型的选择提供了参考。Madhusudana和Fletcher^[10]分别研究单点和多点接触模型的接触热阻计算方法,将该方法应用于计算多孔材料和合成材料等的接触热阻。徐宁等^[11]建立了螺栓联接结构的热-结构耦合分析模型,发现接触参数对

螺栓联接结构的温度场、应力场及热变形特性影响较大。

Toshimichi^[12]通过实验研究了普通机械结合面的接触热导并得到拟合关系式,研究发现螺栓结合面接触热导(接触热阻的倒数)和结合面的表面形貌、结合面材料硬度及接触压力有关。刘冬欢等^[13]基于多点接触理论建立了高温接触热阻的计算模型,研究了界面表面粗糙度、界面压力、界面温度和间隙填料热导率等参数对界面接触热阻的影响。

受到接触热阻的影响,螺栓的机械性能和热性能会发生变化^[14]。由于螺栓联接结构的非连续性,螺栓联接结构的热传导过程也变得比较复杂。拉紧力作为螺栓联接中重要的接触参数对接触特性及转子动力学特性影响较大^[15-16]。针对螺栓联接受到热载荷的情况,Fukuoka等^[17-18]提出了根据螺栓联接的机械应力和热应力的计算热接触系数的经验公式。Yovanovich、Yuncu、Bahrami、Sridhar等^[19-23]对粗糙表面的传热做了大量的理论和实验研究,为接触热阻研究奠定了基础。

上述文献为研究发动机法兰接触面热力传递过程提供了参考,但不能满足法兰边温度寿命优化设计的工程需求。本文建立航空发动机机匣法兰接触热阻的实验模型,开展接触热阻测量实验,研究法兰安装边接触热阻特性影响机制和变化规律。本文研究可进一步完善航空发动机典型法兰安装边的接触热阻计算方法,提升法兰温度场计算精度,进而提升法兰安装边的寿命预估精度,并为典型法兰安装边的优化设计提供基础。

1 接触热阻测量方法

1.1 参数定义

1) 法兰间隙

定义法兰间隙 a 为两法兰安装边法兰根部之间的轴向位移变化量,如图1所示。

2) 接触热阻

当热量流过两个相接触的固体的交界面时,界面本身对热流呈现出明显的热阻,定义为接触

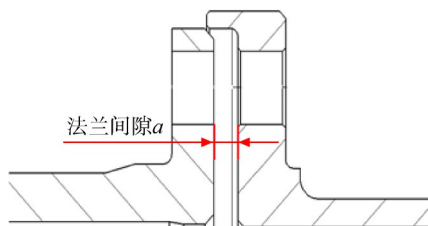


图1 法兰间隙

Fig.1 Flange clearance

热阻 R_c 。

3) 拧紧力矩

采用预制式扭矩扳手对法兰螺栓施加相应的拧紧力矩 Γ , 如图 2 所示。

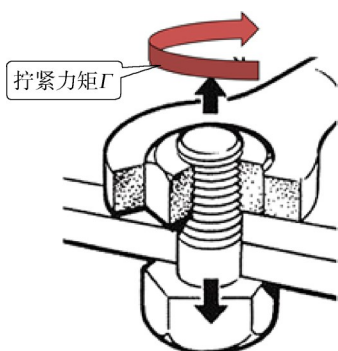


图2 拧紧力矩

Fig.2 Tightening torque

4) 接触面积

如图 3 所示, 在粗糙接触面上, 两个结合面并不是完全贴合的, 而是许多离散的接触点连接的。理论上完全贴合的面积定义为名义接触面积 A_n , 所有接触点的接触面积和定义为实际接触面积 A_a 。其中 c_1 和 c_2 分别为两接触面的表面粗糙度。

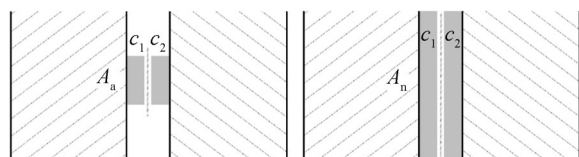


图3 实际接触面积与名义接触面积示意图

Fig.3 Schematic diagram of actual contact area and nominal contact area

5) 单位接触热导

在研究接触热阻问题时, 还可以从导热性能的角度去理解接触热阻。因此定义单位接触热导 R_{TCR} 为

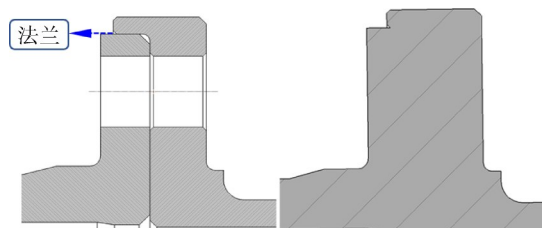
$$R_{TCR} = \frac{1}{R_c A_n} \quad (1)$$

式中 TCR (thermal contact conductance) 为单位接触热导。

1.2 测量方法

测量接触热阻时广泛采用的方法是静态热流法。其基本原理是: 将两实验件在一定压力下保持轴向接触, 并施加相应的荷载。对实验段一端进行加热, 另一端进行冷却, 在两端产生温差, 并对实验段表面进行绝热处理, 由于两个实验件的内外侧是绝热的, 因此热量只能沿轴向传递。虽然在接触界面附近的区域热流是三维的, 但是这个区域很小, 因此可以近似将该问题按照一维热传导问题处理。通过测量实验件沿轴向不同位置的温度, 得到轴向热流及界面处的温差, 进而计算得到总热阻。

如图 4 所示是与发动机实际尺寸、安装相同的组装实验件(有接触热阻)和作为对比实验的整体实验件(无接触热阻)的示意图。为得到精确的接触热阻数据, 实验采用测量两套实验件(组装实验件和整体实验件)的总热阻, 将组装实验件的总热阻减去整体实验件的总热阻即得到接触热阻。



(a) 组装实验件

(b) 整体实验件

图4 组装实验件和整体实验件示意图

Fig.4 Schematic diagram of the assembled experiment piece and the overall experiment piece

实验中, 测量实验段轴向相同位置处的温度, 进而得到流过法兰接触面实际热流量 Φ_a , 得到两套实验件的总热阻。在实验段轴向上布置多组温度测点, 测点的布置位置如图 5 所示, 整体实验件测点布置相同。

由实验可以测得各点的温度 T_i ($i=1, 2, 3, 4$)。任意两个测点间的轴向热流密度 Φ_{ij} 可由傅里叶导热定律得到

$$\Phi_{ij} = k_{ij} A_{ij} \frac{T_i - T_j}{x_i - x_j} \quad (2)$$

式中 k_{ij} ($i, j=1, 2, 3, 4$) 为测点 i 和 j 之间的平均热导率, A_{ij} 为各个测点位置传热面积, x_i 为各个测点的位置坐标。由于实验件周围不可避免地存在热量损失, 因此根据相邻两点温度得到的热流是各

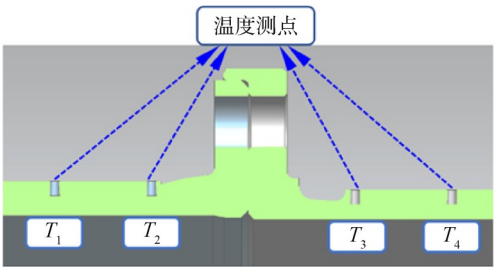


图 5 温度测点布置
Fig.5 Temperature measuring point layout

不相同的。采用界面两侧热流密度值的算术平均值作为轴向热流密度的测量值。以组装实验件为例

$$\Phi_a = \frac{1}{2} (\Phi_{12} + \Phi_{34}) \tag{3}$$

式中 Φ_{12} 为 1、2 两点之间的热流量, Φ_{34} 为 3、4 两点之间的热流量, Φ_a 为流过法兰的热流量。进而通过温差 T_{23} 与实际热流量 Φ_a 可得到组装实验段法兰处的总热阻 R_d 。

$$R_d = \frac{T_{23}}{\Phi_a} \tag{4}$$

同理可得到整体实验段的总热阻 R_h , 则接触热阻为

$$R_c = R_d - R_h \tag{5}$$

1.3 方法验证

通过实验得到整体实验件的热阻, 与数值计算得到的热阻进行对比, 验证测量方法的准确性。使用 Workbench 平台的 Steady-State Thermal 模块进行计算。本文的计算模型如图 6 所示, 为整体实验件的简化模型。选取整环的 1/120 为本文的计算模型, 即计算域的周期为 3° 。模型上下边界距法兰接触面 20 mm, 即为测点 2 和测点 3 之间的距离。上下边界设置为温度边界, 上边界设置为 323 K, 下边界设置为 316 K, 轴向温差为 7 K, 其他区域设置为绝热。

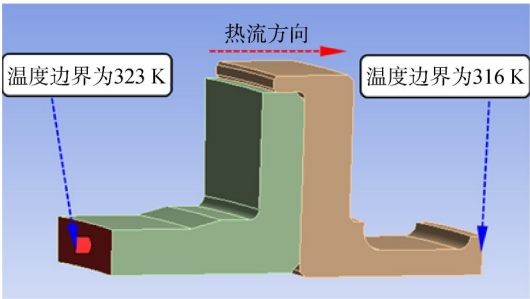


图 6 计算模型示意图
Fig.6 Schematic diagram of calculation model

数值计算得到整体实验件热阻 R_h 为 0.070 71 K/W。与多次重复的实验结果进行对比, 对比结果如表 1 所示。数值计算与实验最大误差为 0.29%, 可以说明使用的测量方法是可靠的。

表 1 数值计算与实验对比
Table 1 Numerical calculation and experimental comparison

实验序号	实验值/(K/W)	数值计算/(K/W)	误差/%
1	0.070 92	0.070 71	0.29
2	0.070 86	0.070 71	0.21
3	0.070 79	0.070 71	0.11
4	0.070 77	0.070 71	0.09
5	0.070 66	0.070 71	0.07

2 实验装置及测量系统

2.1 实验系统布局

实验系统示意图如图 7 所示, 主要由法兰接触热阻实验台、加热系统、散热系统和测量系统等组成。

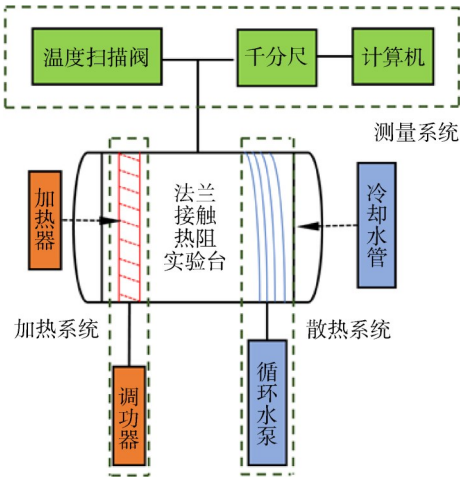


图 7 实验系统布局
Fig.7 Experimental system layout

加热器为 10 kW 的陶瓷加热圈, 通过卡环安装在实验段上部的加热端, 设计加热温度为 333~353 K, 实验中通过调功器自动控制加热器输出恒定功率; 水冷散热器为 20 mm 的空心铝管, 缠绕在实验段下部的冷却端, 实验室水泵最大流量为 1 m³/s, 实验过程中通过水泵注水来保证的冷端温度维持在 288~308 K。维持加热端和冷

却端的温差在 298~338 K。实验中通过温度扫描阀读取测点处的温度,通过千分尺测得法兰的变形。

2.2 实验台结构

如图 8 所示法兰接触热阻实验台由实验段(组装实验段或整体实验段)、上下端盖、调节螺杆、测量系统(千分尺、铂电阻、温度扫描阀)等组成。实验台考虑了间隙调整、螺栓拧紧力矩等条件,并通过更换实验件、调整螺杆实现不同的实验工况。

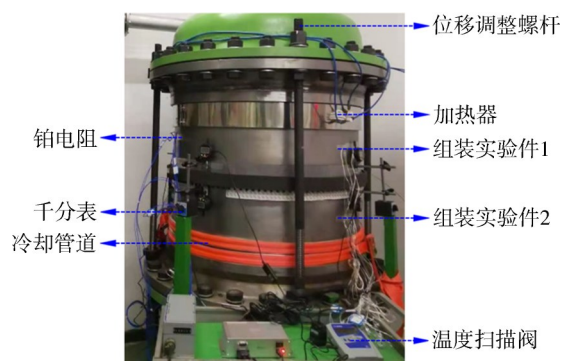


图 8 实验台实物图

Fig.8 Physical map of experimental platform

实验段为整个实验系统的核心部分,主要结构参考某型核心机高压涡轮机匣前安装边连接法兰。实验段分为组装实验段与整体实验段。实验段所用 Q345R 为耐压容器常用材料。组装实验段组合为:Q345R(组装实验件 1)-Q345R(组装实验件 2)和 304 不锈钢(组装实验件 1)-Q345R(组装实验件 2),通过更换不同材料的组装实验件 1 验证接触面积比与材料无关。如图 9 所示实验件之间通过 120 个螺栓进行连接。实验时通过预置拧紧力的扳手进行拧紧力矩的加载,并且对于一个拧紧力矩工况,将所有螺栓加载完毕之后要再次进行第 2 次加载,以保证 120 个螺栓的螺栓拧紧力矩的均匀性。其中螺栓使用 M10 十二角头螺栓,螺母使用 M10 六角螺母,并使用直径为 17 mm、厚度为 3 mm 垫片。整体实验段的结构与之相同,只是将整体实验件法兰安装边结构整体制造,材料为 Q345R,取消了 120 个螺栓联接结构。

如图 9 所示进、出口端盖与实验段通过 28 个 M36 六角圆柱螺栓进行紧固连接,其中 4 个螺栓换为 10.9 级 M36 螺杆,可以通过控制螺母在螺杆上的行程,产生不同的法兰间隙。

为减少实验台其他方向的散热,使得问题可



图 9 法兰连接实物图

Fig.9 Physical map of flange connection

按照一维热传导处理,即热量沿轴向从加热端传向冷却端。如图 10 所示在实验段内、外侧均覆盖厚度大于 20 mm 的导热系数为 $0.04 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 的保温层。通过估算,未加保温层的散热量占总热量的 58.1%,加装保温层后的散热量占总热流量的 10%。



图 10 实验段内外表面保温材料

Fig.10 Insulation materials for the inner and outer surfaces of the experimental section

2.3 测量系统介绍

温度测点布置分为两部分,一部分是在实验段壁面上测量壁面温度,另一部分是布置在进口端盖处测量腔内总温。使用 1/3B 级精度薄膜铂电阻进行测温,通过 16 通道的 daqpro5300 温度扫描阀进行读取。

在法兰安装边一周共布置 4 个位移测量点。如图 11 所示,两个测点布置在螺栓中间,另外两个测点布置在与螺栓同一周向位置。每个测量点在典型法兰安装边两侧均有一个千分表,从而测量法兰安装边两侧相对间隙的变化,并通过数据采集程序进行各个测点的测量与存储。



图11 千分表测量位置

Fig.11 Dial indicator measuring position

3 实验结果与分析

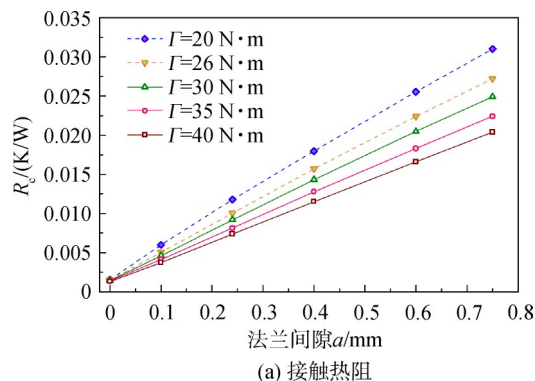
3.1 Q345R-Q345R 材料接触热阻特性分析

热流通过接触界面时,是通过离散的接触点,整个平面的热流可看作是由许多相互平行的接触点的小热流通道并联而成。在不同几何变形和螺栓力学条件下接触表面一部分微凸体首先发生了塑性变形,微凸体的变形导致实际接触面积发生变化,接触热阻特性改变。

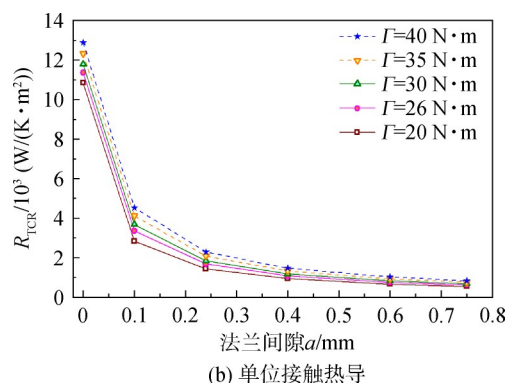
为了解不同拧紧力矩时法兰间隙对实验件的导热性能影响,图12不仅给出了Q345R-Q345R材料不同拧紧力矩时法兰间隙对接触热阻还给出了不同拧紧力矩时法兰间隙对单位接触热导的影响,图12(a)是接触热阻随法兰间隙变化的曲线。由图中可以看出,随着法兰间隙增大,不同拧紧力矩下的接触热阻均增大,且与法兰间隙基本成正比。其中拧紧力矩为20 N·m时,随着法兰间隙由0 mm增大到间隙0.75 mm,接触热阻增大了约0.03 K/W;拧紧力矩为40 N·m时,法兰间隙由0 mm增大到间隙0.75 mm,接触热阻增大了约0.019 K/W。

图12(b)给出了平均接触热导随间隙的影响规律。从图中可以看出,随着法兰间隙的增大,单位接触热导先是迅速降低,当法兰间隙到达0.4 mm之后,单位接触热导的降低速度趋于平缓。其中拧紧力矩为26 N·m时,随着法兰间隙由0 mm增大到间隙0.24 mm,单位接触热导降低了9 682.99 W/(K·m²),约85.2%;而法兰间隙由0.24 mm增大到间隙0.75 mm,单位接触热导只降低了1 061.21 W/(K·m²),约42.3%。

图13给出不同法兰间隙时拧紧力矩对接触热阻以及单位接触热导的影响。图13(a)是接触



(a) 接触热阻



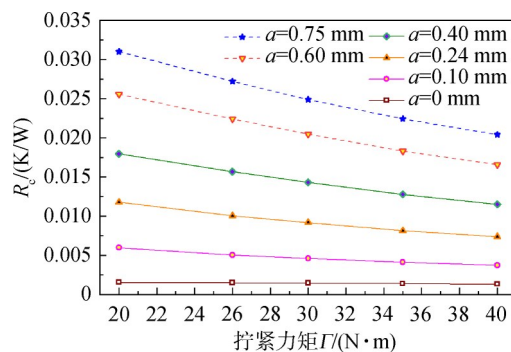
(b) 单位接触热导

图12 法兰间隙变化对Q345R-Q345R热阻特性的影响

Fig.12 Influence of flange gap change on thermal resistance characteristics of Q345R-Q345R

热阻随拧紧力矩变化的曲线。由图中可以看出,随着拧紧力矩增大,不同法兰间隙下的接触热阻均减小,随着拧紧力矩的增大,接触热阻拧紧力矩降低的幅度越来越小。法兰间隙0.24 mm时,拧紧力矩由20 N·m增大到30 N·m,接触热阻降低了约22.1%;而拧紧力矩由30 N·m增大到40 N·m,单位接触热导只降低了约19.6%,即随着拧紧力矩增大,接触热阻的降低趋于平缓。

图13(b)是组装实验段为Q345R-Q345R材料时单位接触热导随拧紧力矩变化的曲线由图中可以看出,随着拧紧力矩增大,不同法兰间隙下的



(a) 接触热阻

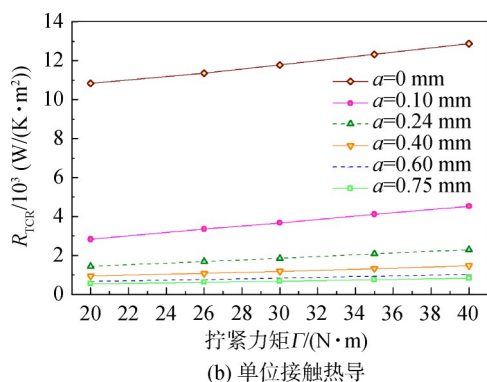


图 13 拧紧力矩变化对 Q345R-Q345R 热阻特性的影响

Fig.13 Influence of tightening torque on the thermal resistance characteristics of Q345R-Q345R

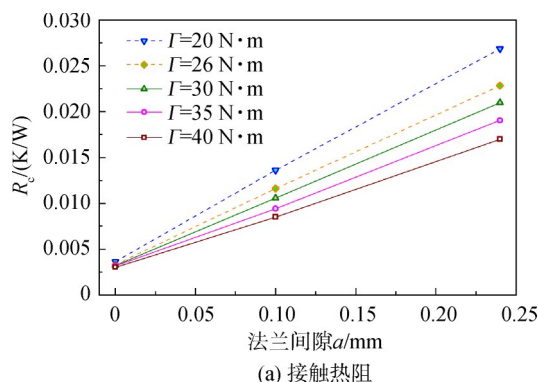
单位接触热导均增加,并与法兰间隙基本成正比。图中亦可看出不同法兰间隙对单位接触热导的影响显著。法兰间隙为 0.75 mm 时,随着拧紧力矩由 20 N·m 增大到 40 N·m,单位接触热导只增加了 83.28 W/(K·m²),约 52.1%;而法兰间隙为 0.24 mm 时,随着拧紧力矩由 20 N·m 增大到 40 N·m,单位接触热导增加了 855.814 W/(K·m²),约 59.8%。

3.2 304-Q345R 材料接触热阻特性分析

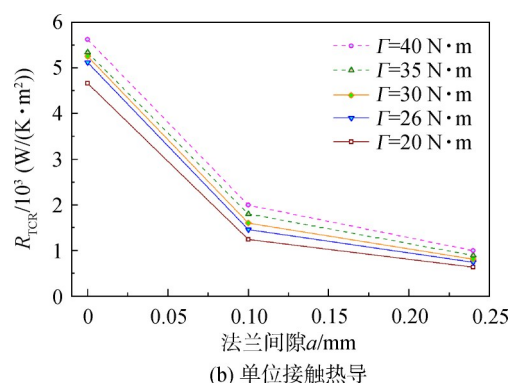
图 14 给出了组装实验段为 304 不锈钢-Q345R 不同拧紧力矩时法兰间隙对接触热阻以及单位接触热导的影响。图 14(a)是接触热阻随法兰间隙变化的曲线。由图中可以看出,随着法兰间隙增大,不同拧紧力矩下的接触热阻均增大,且与法兰间隙基本成正比。其中拧紧力矩为 26 N·m 时,随着法兰间隙由 0 mm 增大到间隙 0.24 mm,接触热阻增大了 0.019 5 K/W,约 593%;拧紧力矩为 40 N·m 时,法兰间隙由 0 mm 增大到间隙 0.24 mm,接触热阻只增大了 0.014 K/W,约 466%。

图 14(b)是单位接触热导随法兰间隙变化的曲线。由图中可以看出,随着法兰间隙的增大,单位接触热导先是迅速降低,之后单位接触热导的降低速度趋于平缓。其中拧紧力矩为 26 N·m 时,随着法兰间隙由 0 mm 增大到间隙 0.1 mm,单位接触热导降低了 3 668.65 W/(K·m²),约 71.6%;而法兰间隙由 0.1 mm 增大到间隙 0.24 mm,单位接触热导只降低了 715.11 W/(K·m²),约 49.2%。

图 15 显示不同法兰间隙时拧紧力矩对接触热阻以及单位接触热导的影响。图 15(a)是接



(a) 接触热阻



(b) 单位接触热导

图 14 法兰间隙变化对 304-Q345R 热阻特性的影响

Fig.14 Influence of flange gap change on the thermal resistance characteristics of 304-Q345R

热阻随拧紧力矩变化的曲线。由图中可以看出,随着拧紧力矩增大,不同法兰间隙下的接触热阻均减小,随着拧紧力矩的增大,接触热阻拧紧力矩降低的幅度越来越小。法兰间隙为 0.24 mm 时,拧紧力矩由 20 N·m 增大到 30 N·m,接触热阻降低了 0.006 K/W,约 21.9%;而拧紧力矩由 30 N·m 增大到 40 N·m,接触热阻只降低了约 0.004 K/W,约为 20.6%。即随着拧紧力矩增大,接触热阻的降低趋于平缓。

图 15(b)是组装实验段为 304 不锈钢-Q345R 材料时单位接触热导随拧紧力矩变化的曲线由图中可以看出,随着拧紧力矩增大,不同法兰间隙下的单位接触热导均增加,并与法兰间隙基本成正比。图中亦可看出不同法兰间隙对单位接触热导的影响显著,法兰间隙为 0.24 mm 时,随着拧紧力矩由 20 N·m 增大到 40 N·m,单位接触热导增加了 365.08 W/(K·m²),约 58.1%;而法兰间隙为 0 mm 时,随着拧紧力矩由 20 N·m 增大到 40 N·m,单位接触热导增加了 962.07 W/(K·m²),约 20.7%。

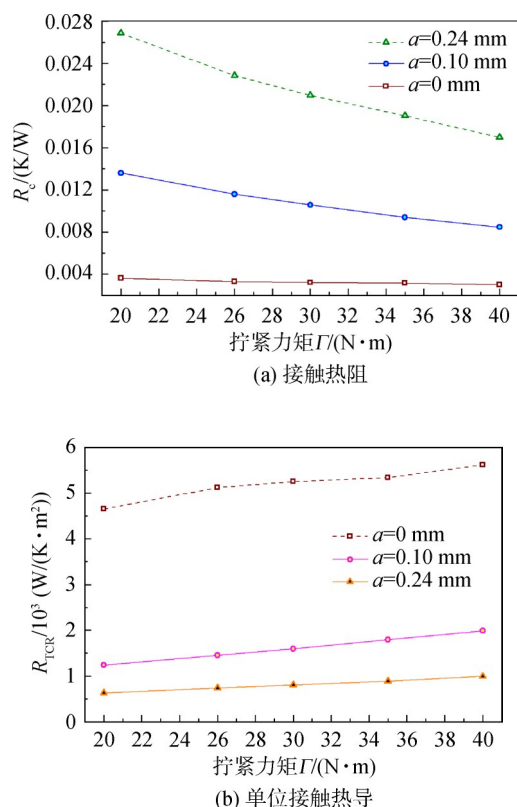


图15 拧紧力矩变化对304-Q345R热阻特性的影响

Fig.15 Influence of tightening torque on the thermal resistance characteristics of 304-Q345R

4 结论

本文对典型法兰安装边在不同几何变形和螺栓力学条件下接触热阻特性进行了实验研究,得到结论如下:

1) 本文提出了一种实验测量接触面热阻的方法,即分别测量整体实验件(无接触热阻)和组装实验段的热阻,相减得到接触热阻,并验证了测量方法的准确性。

2) 不同拧紧力矩下的接触热阻均随着法兰间隙增大,且与法兰间隙基本成正比;随着法兰间隙的增大,单位接触热导先是迅速降低,当法兰间隙到达0.4 mm之后,单位接触热导的降低速度趋于平缓。推测是由于法兰有轴向力拉开后,接触面积骤降,之后由于法兰拉开后只有螺栓联接区域和法兰部分周向接触面传热,法兰间隙对接触热导的影响减小,故而下降趋于平缓。

3) 不同法兰间隙下的接触热阻随着拧紧力矩增大均减小,且降低的幅度越来越小。随着拧紧力矩增大,不同法兰间隙下的单位接触热导均增加,并与法兰间隙基本成正比。

致谢

本研究来源于中国航发商用航空发动机有限责任公司的外委课题,谨此致谢。

参考文献:

- [1] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J B. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A: Mathematical and Physical Sciences, 1966(295): 300-319.
- [2] BUSH A W, GIBSON R D, THOMAS T R. The elastic contact of a rough surface[J]. Wear, 1975, 35(1): 87-111.
- [3] BUSH A W, GIBSON R D, KEOGH G P. Strongly anisotropic rough surfaces[J]. American Society of Mechanical Engineer Paper, 1978, 16(5): 78-89.
- [4] CHANG W R, ETSION J. An elastic-plastic model for the contact of rough surfaces[J]. Journal of Tribology, 1987, 109(4): 257-263.
- [5] 张平, 宣益民, 李强. 界面接触热阻的研究进展[J]. 化工学报, 2012, 63(2): 335-349.
ZHANG Ping, XUAN Yimin, LI Qiang. Development on thermal contact resistance[J]. Ciesc Journal, 2012, 63(2): 335-349. (in Chinese)
- [6] COOPER M G, MIKIC B B, YOVANOVICH M M. Thermal contact conductance[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1969(12): 279-300.
- [7] SINGHAL V, LITKE P J, BLACK A F, et al. An experimentally validated thermo-mechanical model for the prediction of thermal contact conductance[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(25): 5446-5459.
- [8] 顾慰兰. 一种随机表面间接触热阻的计算方法[J]. 航空动力学报, 1995, 10(3): 233-236, 309.
GU Weilan. A method for calculation of contact heat resistance between two contacting surfaces[J]. Journal of Aerospace Power, 1995, 10(3): 233-236, 309. (in Chinese)
- [9] MCCOOL J I. Comparisons of models for the contact of rough surfaces[J]. Wear, 1986, 107(1): 37-60.
- [10] MADHUSUDANA C V, FLETCHER L S. Contact heat transfer-the last decade[J]. AIAA Journal, 1986, 34(3): 510-521.
- [11] 徐宁, 王庆超, 王震林, 等. 考虑接触热阻的非连续转子快速启动热分析[J]. 航空动力学报, 2017, 32(12): 2896-2902.
XU Ning, WANG Qingchao, WANG Zhenlin, et al. Thermal analysis for fast start up of non-continuous rotor considering thermal contact resistance[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(12): 2896-2902. (in Chinese)
- [12] TOSHIMICHI F. Finite element analysis of the thermal and mechanical behaviors of bolted joint[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2005, 127(4): 402-407.
- [13] 刘冬欢, 王飞, 曾凡文, 等. 高温接触热阻的有限元模拟方法[J]. 工程力学, 2012, 29(9): 375-379.
LIU Donghuan, WANG Fei, ZENG Fanwen, et al. Finite element simulation method of high temperature thermal contact resistance[J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(9): 375-

- 379.(in Chinese)
- [14] THOMPSON M K. A multi-scale iterative approach for finite element modeling of thermal contact resistance[D]. Cambridge, UK:Massachusetts Institute of Technology, 2007.
- [15] LU M, GENU H, XU G, et al. Analytical and experimental study of dynamic characteristics of rod fastened rotor-bearing system under preload saturation[R]. ASME Paper GT2003-95397, 2003.
- [16] ALBAN C, TOLSTYKH M, HILTY D, et al. Characterizing compressor rotor unclamp in a gas turbine engine[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. Copenhagen, Denmark: American Society of Mechanical Engineers, 2012:1083-1087.
- [17] FUKUOKA T. Finite element analysis of the thermal and mechanical behaviors of a bolted joint[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2005, 127(4):402-407.
- [18] FUKUOKA T, NOMURA M, SHINO K. Analysis of heat flow around bolted joints and variations of axial bolt force[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers: Part A, 2007, 131(6):171-176.
- [19] YOVANOVICH M M. Four decades of research on thermal contact, gap, and joint resistance in microelectronics[J]. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 2005, 28(2):182-206.
- [20] YOVANOVICH M M, CULHAM J R, TEERTSTRA P. Calculating interface resistance[J]. Electronics Cooling, 1997, 3(2):24-29.
- [21] YUNCU H. Thermal contact conductance of nominally flat surface[J]. Heat and Mass Transfer, 2006, 43(1):1-5.
- [22] BAHRAMI M, YOVANOVICH M M, CULHAM J R. Thermal joint resistances of conforming rough surfaces with gas filled caps[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2004, 18(3):318-325.
- [23] SRIDHAR M R, YOVANOVICH M. Review of elastic and plastic contact conductance models: comparison with experiment[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 1994, 8(4):633-640.

(编辑:张 雪)