

传热对增压器径流涡轮叶片温度分布的影响

曹 林¹, 孙铭霞²

(1. 七一四研究所, 北京 100192; 2. 北京理工大学, 北京 100081)

摘 要: 采用共轭传热计算方法, 对某柴油发动机废气涡轮增压器径流涡轮流场进行了数值模拟, 对比了叶轮在绝热和传热条件下温度分布的差别, 研究了传热边界对叶轮温度分布的影响。结果表明, 绝热条件下, 叶片两侧的温度存在显著的温差, 并且从叶轮进口到出口也有明显的温降; 而传热条件下, 相同叶高下的叶片表面温度分布近乎于一条直线, 压力面和吸力面的温度几乎相同; 在热平衡条件下, 叶轮实体内的温度范围很小, 不超过 10 K, 温度梯度较小表明由温差引起的热应力很小。

关键词: 涡轮增压器; 径流涡轮; 共轭传热; 温度分布

中图分类号: TK421+.8 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2013)02-0026-05

Influence of Heat Transfer on Temperature Distribution of Turbine Impeller

Cao Lin¹, Sun Mingxia²

(1. China Ship Information Research Center, SCIC, Beijing 100192;

2. Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

Abstract: Numerical simulation on the radial turbine of a diesel engine's exhaust gas turbocharger was carried out to compare the differences under different boundary conditions and study the influence of fluid-solid heat transfer on blade temperature distribution based on conjugate heat transfer (CHT) method. The results show that, the temperature of the blade differs significantly on both sides under adiabatic condition, and there is a significant temperature drop from leading edge to trailing edge. Under heat conducting boundary condition, the blade temperature distribution is relatively even and the range is small not exceeding 10 K, which means thermal stress caused by the temperature difference is small.

Keywords: turbocharger; radial turbine; conjugate heat transfer; temperature distribution

0 引 言

随着发动机强化指标的提高, 发动机排气温度提高, 这对涡轮的耐久性提出了新的要求。因此, 了解涡轮级内部的温度分布十分必要^[1]。目前的研究结果表明, 涡轮的传热对其性能和流场的影响显著, 通常的绝热计算已经无法满足高性能涡轮的设计要求。基于以上考虑, 本文应用共轭传热方法, 对某柴油机增压器径流涡轮级进行了数值模拟, 并对其温度场及叶轮的传热特性进行了分析。

1 计算模型及算法

1.1 计算模型

本文的研究对象为车用废气涡轮增压器的涡轮级, 包括径流涡轮叶轮和蜗壳(图 1)。叶片数为 10, 叶轮进口直径 46 mm, 出口直径 38 mm, 设计转速为 80 000 (r·min⁻¹)。

1.2 数值方法

共轭传热方法可以对流固间的传热进行模拟。Bohn 等人^[2]已经证实了共轭传热算法在涡轮机械

领域的计算精度。在对流冷却翼型的实例中, 测量值和计算值最大的相对误差不大于 5%^[3], 平均误差约为 1%。



图 1 涡轮级三维模型

该方法需要对流动区域和实体区域进行网格划分, 一部分网格代表流通区域, 其它代表固体区域; 流体和固体边界的数据传递通过热方程耦合在一起。在流固边界相同位置, 热流密度和温度是相等的。在数值求解过程中, 同时求解流体和固体内的控制方程, 这样方程组在每次迭代过程中都会受到热边界的流热耦合影响。

在热边界的流体侧和固体侧, 给热边界一个初始的温度分布, 为了确保两侧热流率的相等, 这个温度分布在每一步的迭代计算中都会被重新赋值。控制方程如下:

$$h_f(T_w - T_f) = -h_s(T_w - T_s) \quad (1)$$

其中, h_f 和 h_s 分别为流体和固体的对流换热系数; T_f 和 T_s 分别为流固边界的第一层网格温度。

对固体内的对流换热系数依照如下公式计算:

$$h_s = \kappa / \Delta y \quad (2)$$

其中, κ 为固体的热导率; Δy 为固体内第一层网格中心到流固边界的距离。

在流体侧, 流体的对流换热系数同样可以采用 $h_f = \kappa / \Delta y$ 的形式, 但前提必须是流体的粘性底层被完全离散。如果第一层网格不在流体的粘性底层, 必须采用其它的方法来获得流体的对流换热系数。为了使热耦合条件适应含有壁面函数的高雷诺数湍流模型, 流体内的对流换热系数依照如下推广公式计算:

$$h_f = \rho_w C_p \mu_r / T^+ \quad (3)$$

式中, ρ_w 为密度, C_p 为等压比热容, μ_r 为湍流粘度系数, T^+ 为量纲温度。

1.3 网格划分

网格是 CFD 模型的几何表达形式, 也是模拟与分析的载体。网格质量对 CFD 计算精度和计算

效率有重要影响。对于复杂的 CFD 问题, 网格生成极为耗时, 且极易出错, 在某些情况下, 生成网格所需要时间甚至大于实际 CFD 计算的时间。因此, 有必要对网格生成方式给以足够的关注^[4]。

本文网格划分在 NUMECA 网格生成模块中完成, 叶轮网格(包含流固区域)在 AutoGrid 5 中自动完成, 涡轮箱体网格在 IGG 手动划分完成。因为本文的研究重点放在叶轮的流热分析上, 所以涡轮箱体的网格只包含流通域, 换言之, 涡轮箱部分为绝热, 不涉及传热。涡轮箱中各个界面为梨形, 网格正交性很难控制, 因此在划分网格时使用蝶形网格技术以改善网格质量, 提高网格正交性。最终生成的总网格数约 131 万, 网格的最小正交性为 17.19, 最大长宽比为 255.67, 最大延展比 2.79, 说明网格的质量达到要求。图 2~图 4 给出了最终网格的示意图。

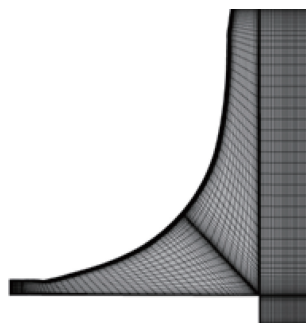


图 2 轮毂网格

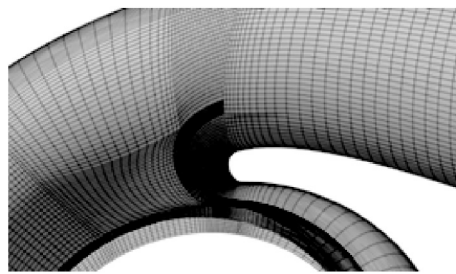


图 3 蜗壳喉部网格



图 4 全部计算域网格

1.4 边界条件

为了研究传热对径流涡轮的影响, 分别对叶轮进行了绝热和传热条件下的定常数值模拟。对于传

热计算, 涡轮进口给定总温总压, 出口给定背压; 绝热计算选择两个工况点进行模拟。需要说明的是, 绝热计算(二)的出口流量设定是由传热计算的结果得出的, 选择该流量是为了便于在相同的流量点下, 对绝热和传热的结果进行对比。具体的参数设定如表 1 所示。

表 1 边界条件设定

工况点	进口条件	出口条件	固壁边界条件
传热	总温: 800 K 总压: 170 000 Pa	静压 100 000 Pa	无滑移: 叶轮转速 80 000($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)
绝热(一)		静压 100 000 Pa	
绝热(二)		流量 0.068 67($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	

2 计算结果分析

由于传热的计算域、边界条件设定与绝热计算

不同, 所以二者的收敛过程也存在很大差异。图 5 给出了三个定常计算的残差收敛曲线, 通过观察可以发现, 传热计算的收敛过程一共迭代了 20 000 步, 而绝热计算的收敛过程只需要 1 160 步左右, 这说明共轭传热的计算量相对普通绝热定常计算量还是比较大的, 除了计算域网格数目较多的原因外, 更为关键的一点是传热条件下涡轮级要达到热平衡所需要的时间要远大于绝热条件下涡轮级流场收敛的时间, 当然在温度场变化的过程中, 流场本身的其它流动参数也会发生一定程度的变化。对于这一点, 在实际的径流涡轮热吹实验过程中也会体现出来, 由于涡轮工作在高温条件下, 为了得到相对准确的实验数据, 当涡轮转速稳定后, 需要等待一段时间, 待涡轮级与外界的热交换达到平衡后再记录涡轮的性能参数, 期间涡轮的出口参数也会出现一定的变化。

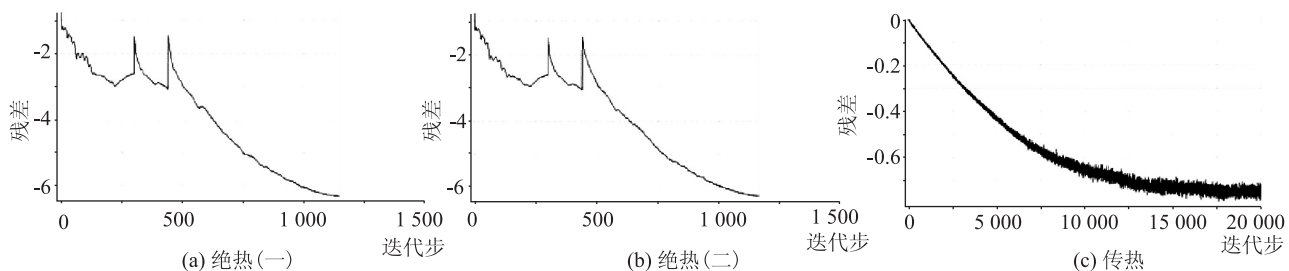


图 5 残差收敛曲线

涡轮级性能的计算结果如表 2 所示。对比性能及出口参数可以发现, 三个计算结果存在显著的差异, 这说明传热对径流涡轮性能的影响很明显。

表 2 涡轮性能计算结果

工况点	出口流量 $/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	膨胀比	出口总温 $/\text{K}$	出口总压 $/\text{Pa}$
传热	0.068 67	1.593	737.37	106 723
绝热(一)	0.074 75	1.558	728.75	109 127
绝热(二)	0.068 67	1.383	739.18	122 930

2.1 叶片表面温度分布

在通常的绝热计算中, 叶轮实体表面的温度分布完全取决于流场的温度分布, 为了研究传热条件对叶轮表面温度分布的影响, 图 6 和图 7 给出了叶片表面的温度分布。可以发现, 绝热条件下涡轮叶片表面温度分布明显呈现出从入口到出口递减的变化规律, 温度变化明显, 叶片压力面的温度变化范围达到了 60 K 以上, 而吸力面的温度变化范围达到了约 40 K。而在传热条件下的涡轮叶片则近乎为一个等温体, 整个叶片表面的温度变化范围不超过 5 K。这说明由于涡轮叶片实体内的热传导作

用, 使得叶片表面的温度分布更加均匀。

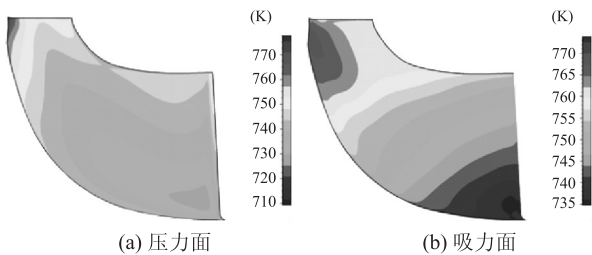


图 6 绝热(二)的叶片表面温度分布

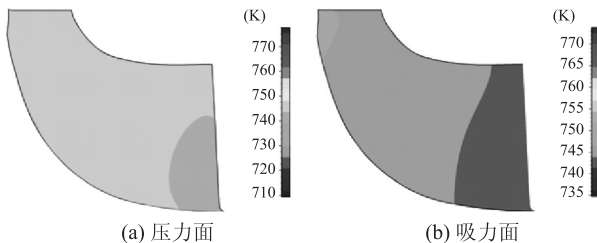


图 7 传热的叶片表面温度分布

图 8 分别给出了不同叶高方向上的叶片表面温度分布。可以发现, 由于叶轮实体在流场中的传热作用, 传热条件下得到的温度分布曲线要比绝热条

件下的曲线更加平滑,并且在相同叶高下,从进口到出口的温度分布几乎相同,说明相同叶高下的叶片内部温度梯度很小。而绝热条件下的温度分布曲线则完全不同,温度从叶轮进口到出口呈现出明显的降低,并且叶片压力面的温度要低于吸力面,这种分布特点与气体温度在叶轮通道内的变化趋势一致,证明其温度分布完全依赖于流场的温度分布。因此可以证明,传热条件下的温度分布,除了受到流场的影响,还有流固传热的影响,并且传热的影响对叶片表面温度的影响较大。

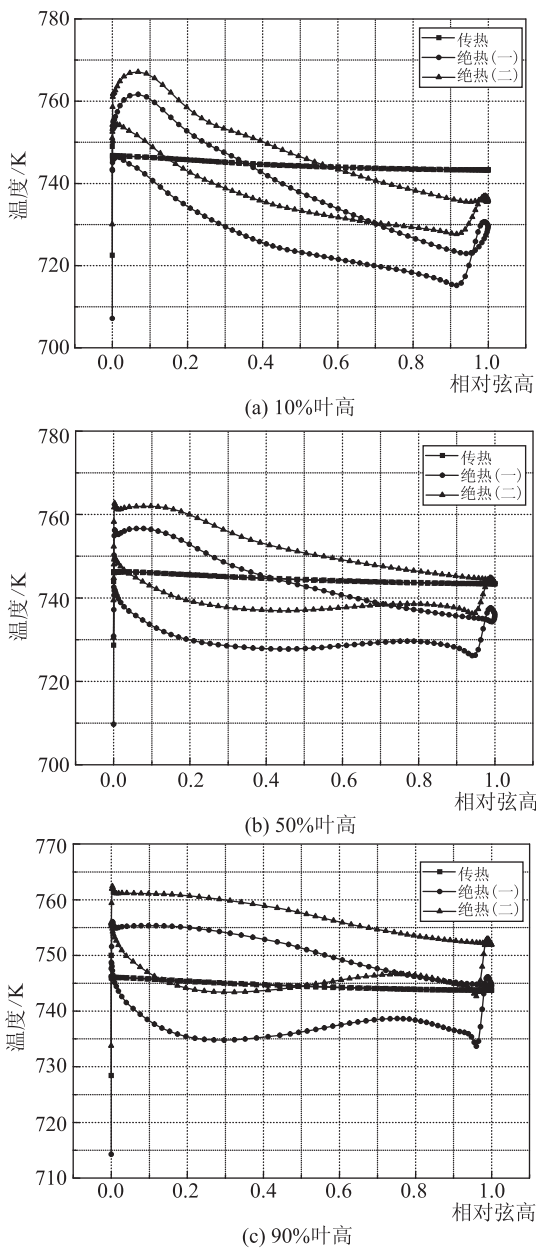


图8 不同叶高叶片表面温度分布

2.2 叶轮内部温度分布

叶轮实体内的温度分布对叶轮的使用寿命和可靠性有重要影响,不合理的气动和结构设计可能会导致

叶轮内的热应力集中,对材料的耐久性产生影响。接下来进一步分析叶轮实体内部的温度分布。图9给出了涡轮叶片内三个叶高的温度分布。可以发现,叶片内的温度分布比较均匀,范围在743~748 K之间,温度梯度较小。叶片内的最高温度出现在叶轮进口的轮毂附近,最低温度出现在出口的靠近轮毂区域;温度从叶轮进口到出口呈现出降低的变化趋势,这主要受高温燃气在通道内膨胀降温的因素影响。图10给出了轮毂实体某截面的温度分布,可以发现,在给定的轮毂截面内,轮毂实体的温度范围也很小,在743~748 K之间,温度梯度也较小。

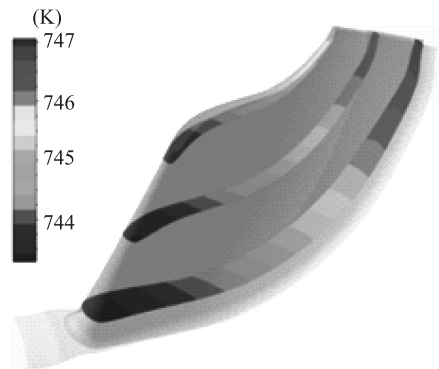


图9 叶片内的温度分布

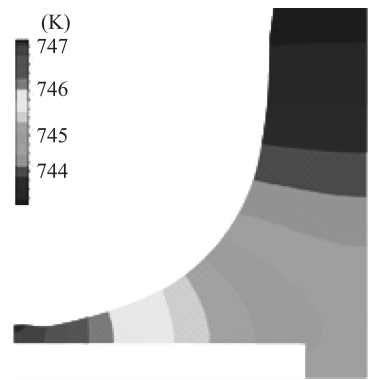


图10 轮毂某截面的温度分布

综上所述,针对本文算例,与绝热条件下的计算结果相比,传热条件下径流涡轮的叶片区域和轮毂区域的温度场比较均匀,温度变化范围在10 K以内。说明在定工况稳态条件下,当叶轮与高温气体的换热达到平衡状态时,叶轮实体内的温度范围较小,温度梯度也较小,进而可以证明,由温差引起的热应力对叶轮的影响很小。

2.3 叶轮的传热分析

在绝热和传热条件下,叶片表面温度的分布差异正是由流固间的传热引起的。图11给出了叶片表面的热流密度分布,其中正值代表热量由叶片传到流体,负值代表热量由流体传给叶片。对比压力

面和吸力面的热流密度分布可以发现,由于叶片两侧流场温度及流动状态的不同,叶片两侧的热流密度分布存在明显差异。

为更清晰地分析叶片表面换热情况,图 12 和图 13 分别给出了叶片表面的对流换热系数的分布。其中正值表示热量由流体传到叶轮实体,而负值表示热量从叶片传递到流体。观察图 12 可以发现,叶片压力面大部分区域热量从叶片传递到流体,而在进口区域和叶轮出口轮毂区域热量是由流体传递给叶片,总体来说,叶片压力面以放热为主。而在叶片吸力面侧,叶片放热区域大概占据了 1/3 的面积,且集中在叶片出口靠近轮毂一侧;而其余部分热量则是从流体传给叶片。总结上述分析结果可以发现:对于压力面,叶片表面的放热区域占据大部分区域;在吸力面,叶片的吸热区域占据较大区域。这种分布特点是因为压力面流体的温度要明显低于吸力面流体的温度,而叶片的表面温度几乎相同,二者造成了压力面和吸力面不同的换热特点。

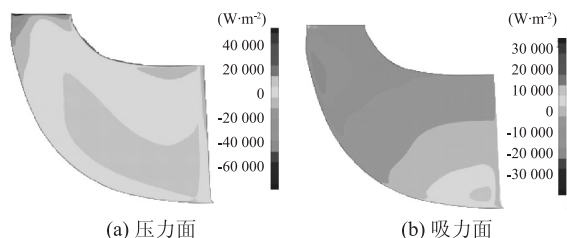


图 11 叶片表面的热流密度

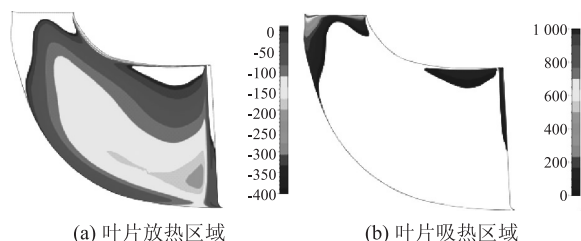


图 12 压力面对流换热系数

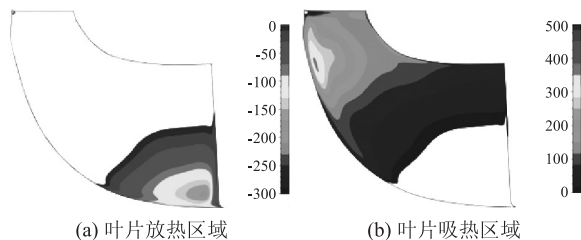


图 13 吸力面对流换热系数

3 结 论

本文采用共轭传热方法,对车用增压器径流涡轮进行了数值模拟。对比了绝热和传热条件下涡轮性能及温度分布的差别;分析了叶片的传热特性。得到如下结论。

(1) 叶轮与流体的传热使流场的不可逆损失增加;当传热达到平衡状态时,高温气体需提供一部分热量来保持叶轮的温度,造成气体的做功能力降低。这两个因素共同导致了涡轮级效率的下降,相比绝热条件下,降幅达到 10 个百分点。

(2) 叶轮和流体间的热传导对流场的温度分布产生了影响。绝热条件下,叶片两侧的温度存在显著的温差,并且从叶轮进口到出口也有明显的温降;而传热条件下,相同叶高下的叶片表面温度分布近乎于一条直线,压力面和吸力面的温度几乎相同。

(3) 在热平衡条件下,叶轮实体内的温度范围很小,不超过 10 K,温度梯度较小表明由温差引起的热应力很小。叶轮内的温度峰值区域集中在叶轮进口轮毂附近。

(4) 由于叶片两侧流体温度存在明显温差,而叶片表面温度相差很小,可以近似成等温体,这样在压力面和吸力面体现出了不同的传热特性,即在压力面叶片放热区域占据较大面积,而在吸力面叶片吸热区域占据较大面积。

参考文献

- [1] Tom Heuer, Bertold Engels. Numerical Analysis of The Heat Transfer in Radial Turbine Wheels of Turbo Chargers [C]. ASME Paper GT2007-27835.
- [2] Bohn D, Bonhoff B. Berechnung der kühlund störwirkung eines filmgekühlten, transsonisch durchströmten turbinengitters mit diabaten Wänden[C]. VDI Berichte 1109, 261-275.
- [3] Bohn D, Bonhoff B. Schönenborn H. Combined aerodynamic and thermal analysis of a high-pressure turbine nozzle guide vane[C]. Proceedings of the 1995 Yokohama International Gas Turbine Congress.
- [4] 徐跃进. 离心压气机进气回流和周向槽机匣处理扩稳[D]. 北京:北京理工大学,2009.