

某涡轮增压器壳体热应力分析

长春富奥汽车零部件股份有限公司 曹良丹 于艇 沈栋平 周唯儒

基于数值传热学基本理论, 本文建立了某型号涡轮增压器壳体有限元模型, 采用 Abaqus/CAE 软件对涡轮增压器壳体进行瞬态热应力分析, 计算中热边界条件随工作循环的变化趋势由试验提供; 仿真获得了涡轮壳体瞬态温度场和热应力分布, 温度场分布在第二个工作循环后趋于稳定, 对后续快速计算涡轮壳体结构分析提供了方法; 进而计算出涡轮壳体关键部位等效塑性应变 (PEEQ) 分布, 并对涡轮壳体的热机械疲劳进行了初步评估。

一、前言

涡轮增压器主要由涡轮机和压气机等构成, 其将发动机排出的废气引入涡轮机, 利用废气的能量推动涡轮机旋转, 由此驱动与涡轮同轴的压气机实现增压。涡轮机进气口与发动机排气歧管相连, 排气口则接在排气管上; 压气机进气口与空气滤清器相连, 排气口则接在进气歧管上。

涡轮增压器工作过程中, 涡轮壳体总是承受随发动机曲轴转角变化而变化的温度载荷, 在交变温度和交变应力的耦合作用下, 涡轮壳体不断累积的塑性变形容易导致裂纹萌生、扩展甚至断裂。所以本文对涡轮壳体在交变温度载荷作用下的应力及应变分布进行仿真, 进而对涡轮壳体的热机械疲劳进行了初步评估和预测, 这对实际工程应用具有重要作用和重大的指导意义。

二、几何模型

本文以某型号涡轮增压器壳体为研究对象, 利用 CATIA 软件生成三维几何模型, 如图 1 所示。热量主要以热传导、热对流和热辐射三种方式进行传递, 结合涡轮增压器工作原理、结构组成等特点, 此次仿真中忽略热辐射对其温度及热应力的影响, 故部件热量传递路径为: (1) 涡轮增压器壳体内流体与壳体的强制对流换热; (2) 壳体部件内部的导热换热; (3) 涡轮增压器壳体与外界流体的强制对流换热。

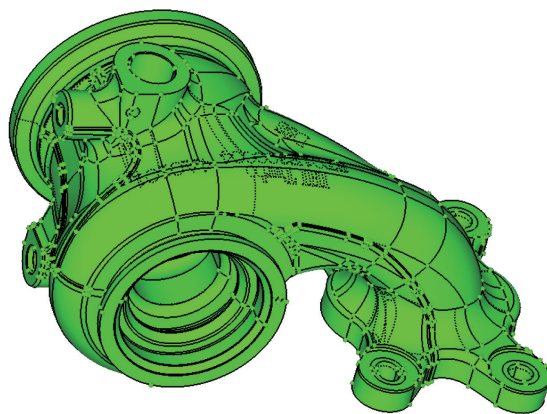


图 1 三维几何模型图

三、有限元计算模型和边界条件

1. 有限元计算模型

本文利用 Hypermesh 软件进行前处理, 对图 1 所示几何模型进行处理 (添加底座、螺栓及连接板部件, 以便施加实际与涡轮壳体相作用的载荷和边界条件) 和简化 (去掉不重要小特征); 涡轮壳体剖分四面体网格, 底座、螺栓及连接板部件剖分六面体网格, 节点总数约为 20.1 万, 网格总数约为 77.5 万; 并对涡轮壳体各部分分区处理, 以便施加试验所给各区热边界条件; 建立完成的有限元计算模型如图 2 所示。

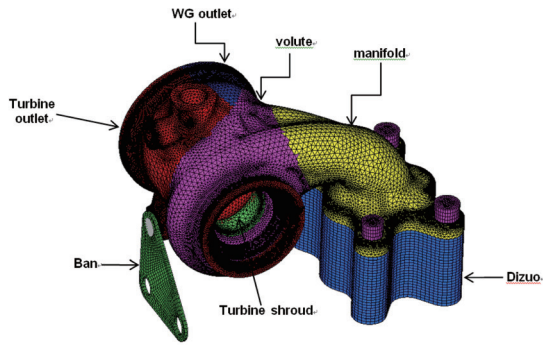


图2 有限元模型图

2. 边界条件

本文在 Abaqus/CAE 中创建边界条件，螺栓与涡轮壳体表面接触摩擦系数为 0.2，螺栓预紧力为 11.5kN，靠近涡轮壳体的连接板孔施加刚性耦合约束，连接板两外孔和底座底部施加固定边界条件；涡轮壳体内流场温度和对流换热系数随时间的变化趋势如图 3 和图 4 所示；涡轮壳体材料为 1.4837+Nb，其弹性模量、屈服强度、导热系数和热膨胀系数等材料参数随温度的变化关系由供应商提供。

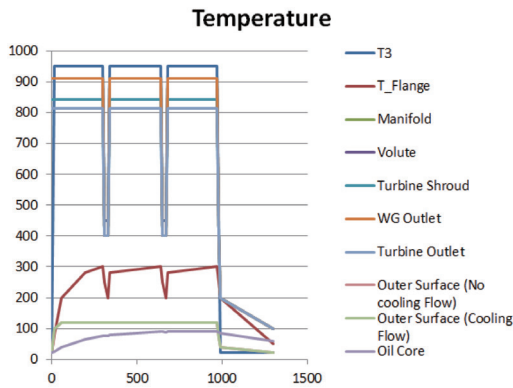


图3 涡轮壳体内流场温度分布图

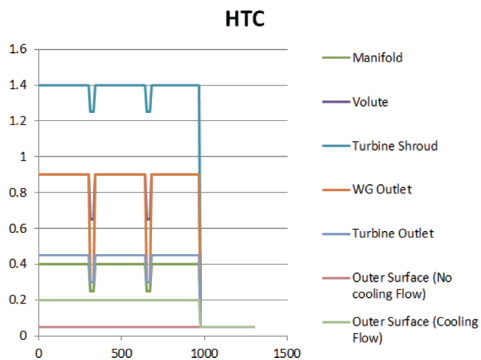


图4 涡轮壳体内流场对流换热系数分布图

四、计算结果及分析

本文选用 Abaqus/Standard 求解器求解，创建 Coupled temp-displacement (transient) 分析步进行直接耦合热应力分析，由于几何存在大变形，故仿真中打开几何非线性；仿真获得了涡轮壳体在不同时刻的温度场、应力场及等效塑性应变 (PEEQ) 分布图，依据 PEEQ 变化趋势对结构热疲劳进行初步评估和预测。

1. 330s 时刻涡轮壳体温度场、应力场及等效塑性应变结果

图 5 所示为一个工作循环结束 (330s 时刻) 涡轮壳体整体温度场分布云图，由图 5 可知：壳体最高温度为 888.5℃，高温区域主要分布在阀口 A 附近；图 6 为一个工作循环结束 (330s 时刻) 涡轮壳体整体应力场分布云图，最大应力为 240.6MPa。

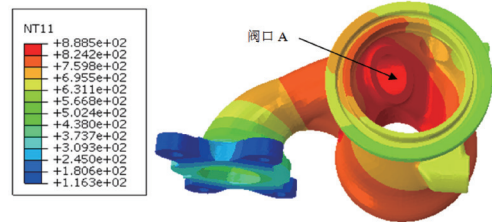


图5 330s 时刻涡轮壳体整体温度场分布云图

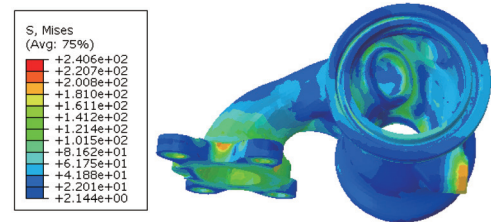


图6 330s 时刻涡轮壳体整体应力场分布云图

图 7 所示为一个工作循环结束 (330s 时刻) 涡轮壳体各关键部位等效塑性应变 (PEEQ) 分布云图，由图 7 可知：对所关心各区域，壳体最大 PEEQ 值为 0.0396492，其他部位均比此值小很多，故后续以此处参数进行进一步的热疲劳强度讨论。

图 8 所示为涡轮壳体阀口 A 处节点温度随时间变化曲线，由于涡轮壳体内流过的流体温度随发动机曲轴转角的变化而周期性变化；在第一循环中，发动机是从冷机状态启动，所以涡轮壳体的温度也相对较低，且温度梯度很大；而从第二循环开始，发动机则是从热机开始循环，温度变化趋于稳

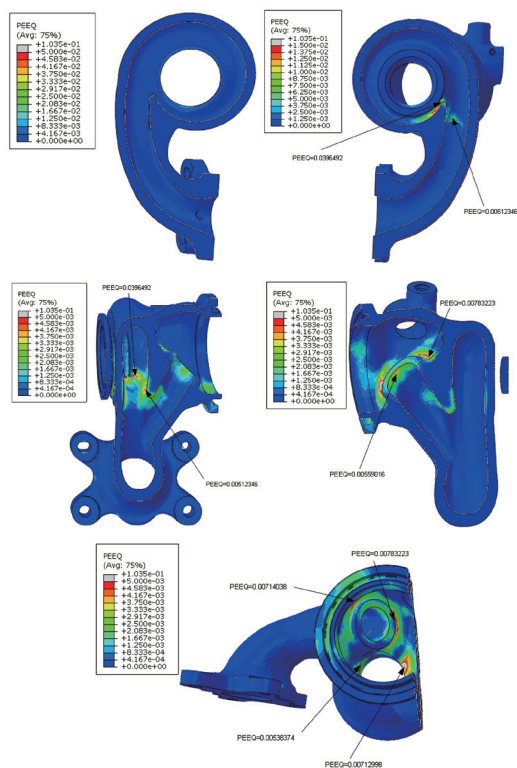


图7 330s时刻涡轮壳体各关键部位 PEEQ 分布云图

定,第二循环中的最高温度与最低温度与第三循环已经非常接近,因此可以认为发动机的工作温度变化处于准稳定状态。所以,在仿真分析中,若考虑计算时间的经济性,可以将第二循环的温度结果作为结构分析的输入温度进行间接耦合热应力分析,一定程度上节省了结构分析的仿真时间。

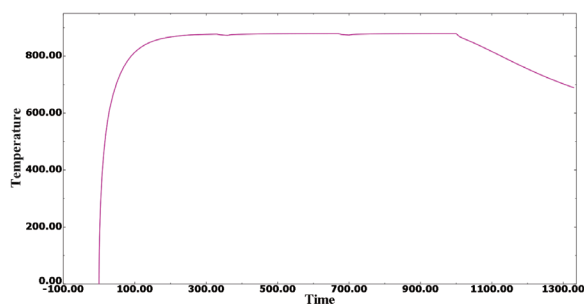


图8 涡轮壳体阀门A处节点温度随时间变化曲线

2. 不同时刻等效塑性应变分析

涡轮壳体的破坏主要是由于在交变温度和交变应力的耦合作用下,不断累积的塑性变形导致裂纹萌生、扩展而致。在循环过程中,壳体的塑性变形情况是不断变化的,比如,某些区域在升温过程中是拉应力,而在降温的过程中是压应力,两种应力状态虽对塑性变形的贡献不一样,但都会引起

裂纹的扩展。因此,本文采用等效塑性应变 PEEQ 来作为是否会发生裂纹扩展的指标,其物理定义为整个过程中塑性变形的累积。

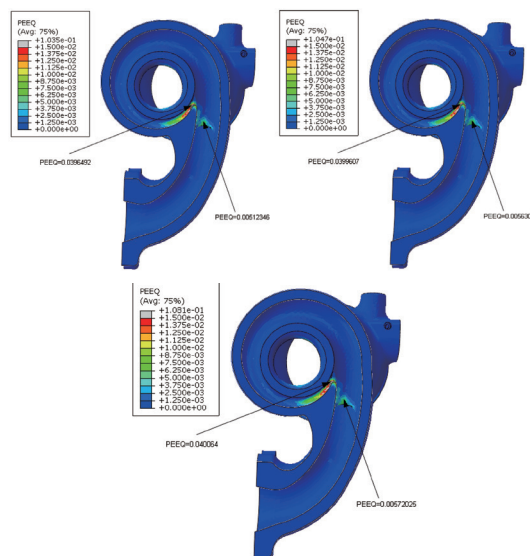


图9 330s、660s、990s时刻部件等效塑性应变分布图

图9所示依次为330s、660s和990s时刻部件最大等效塑性应变值,由图9可知:最大等效塑性应变依次为0.039642、0.0399607和0.040064,即该处的塑性应变主要发生在第一个循环过程,在第二第三个循环中,塑性应变变化较少且趋于稳定,三个循环过后的 PEEQ 为0.040064,循环3产生的 PEEQ 为0.0001033,数值较小,可认为后续循环造成疲劳破坏的危险很小;故对涡轮壳体热疲劳分析时,将第一次循环后等效塑性应变与静拉伸时结构的真实断裂应变进行比对,即可初步判定结构的热疲劳特性。

五、结语

本文采用 Abaqus 对涡轮增压器壳体进行瞬态热应力分析,通过分析得出以下结论。

(1) 仿真获得的涡轮壳体瞬态温度场在第二个工作循环后趋于稳定,对后续快速计算涡轮壳体结构分析提供了方向和指导方法。

(2) 通过分析整个循环工况下涡轮壳体的等效塑性应变的变化过程与数值可对涡轮壳体的热机械疲劳安全进行初步的评估与预测。