

离心压缩机叶轮叶片疲劳断裂故障的数值分析

毛义军¹, 祁大同¹, 许庆余²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学航天航空学院, 710049, 西安)

摘要: 采用有限元方法计算了离心压缩机叶轮叶片的前14阶模态和离心力作用下的静应力, 并采用单向流固耦合方法计算了叶轮叶片在非定常气动力载荷下的等效交变应力. 为了节省计算成本, 离心叶轮采用满足循环对称条件的单扇区模型. 计算结果表明: 非定常气动力载荷的主频率落入叶轮叶片第6阶固有频率的共振区, 导致在叶轮叶片的前缘附近区域形成局部共振, 使该区域的等效应力最大; 离心叶轮叶片在离心力和非定常气动力共同作用下形成的交变应力小于工作条件下的屈服应力, 不会形成叶片的塑性破坏, 但交变载荷的长期作用导致了叶片前缘区域的高周疲劳破坏. 预测的叶片应力集中位置和实际断裂位置一致, 表明了该方法在工程实践中的有效性.

关键词: 离心压缩机; 故障; 交变应力; 高周疲劳; 数值分析

中图分类号: TB302.3; O346 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)11-1336-04

Numerical Study on High Cycle Fatigue Failure of a Centrifugal Compressor Impeller Blades

MAO Yijun¹, QI Datong¹, XU Qingyu²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A finite element analysis (FEA) method was adopted to calculate the modes and static stress generated from centrifugal force of the impeller blades and a unidirectional coupled fluid-structure interaction method was applied to analyze the forced vibration of the impeller blade on excitation of the unsteady aerodynamic loads. In order to save the computational cost, the centrifugal impeller was modeled as a single sector based on the cycle symmetry assumption. The result shows that the insufficient margin between the dominant frequency of unsteady aerodynamic loads and the 6th natural frequency of the impeller blade results in local resonance vibration at the leading edge of the impeller blade. Although the equivalent stress is lower than the yield stress of steel, the high cycle fatigue (HCF) failure of the impeller blade may be caused by the long-term excitation of the unsteady aerodynamic loads. The predicted stress concentration region of the impeller blades is in accordance with the actual crack location.

Keywords: centrifugal compressor; failure; alternating stress; high cycle fatigue; numerical study

离心压缩机广泛应用于航空、冶金、石化、制冷等领域, 压缩机叶轮的疲劳破坏事故在近年来屡见报道^[1-4]. 与离心压缩机类似, 蒸汽轮机和轴流式叶轮机机械的叶片疲劳断裂事故也时常发生^[5-7]. 引起叶轮疲劳破坏的主要原因一方面是由于材料本身的缺

陷和加工制造降低结构的疲劳强度, 另一方面是由于交变应力的长期作用. 压缩机内部的交变应力主要是由于流体非定常运动形成的气动力载荷引起的. 但是到目前为止, 大量的研究报告主要集中在对材料缺陷和加工制造等方面引起叶轮疲劳破坏的

分析^[1-6]上. 由于离心压缩机内部非定常流动的复杂性,采用理论分析或实验研究的方法目前很难获取足够精度的叶片表面载荷力信息,因此对叶轮的疲劳问题多是进行定性的研究,将叶轮的固有频率和简化的气动力载荷模型进行比较,判断叶轮疲劳的原因. 采用这样的研究方法不能够定量地预测叶片在非定常气动力载荷下的动态响应,更不能较好地预测叶轮的疲劳寿命.

压缩机内部非定常流动的数值模拟提供了叶片表面详细的载荷信息,本文在此基础上采用单向流固耦合方法计算了压缩机闭式叶轮叶片在非定常气动力载荷下的等效应力,对压缩机叶轮叶片的疲劳断裂进行了分析.

1 叶片故障初步分析

某压缩机第一级叶轮叶片在运行约 2 个月后发现断裂故障,可排除基频共振破坏的可能. 该压缩机机组应用在空分系统中,压缩介质为经过初级净化处理的空气,短期的微量腐蚀不可能造成叶片的断裂. 图 1 为叶轮叶片实际断裂的照片,裂口位于叶片前缘区域附近,裂口没有明显的塑性变形. 综合分析后初步认为,叶片的裂口类型属于交变载荷长期作用引起的高周疲劳断裂.

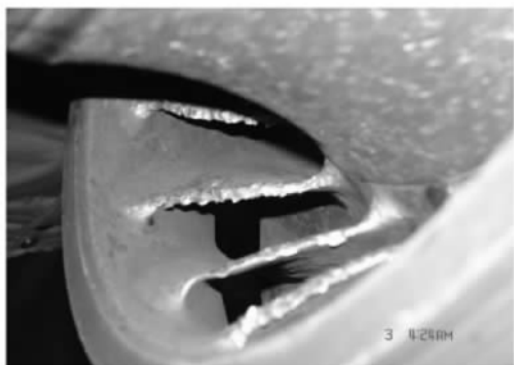


图 1 叶轮叶片断裂照片

2 叶轮叶片模态分析和受迫振动计算

将多自由度下的叶片运动动力学方程描述成以下二阶偏微分方程

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = \mathbf{M}\omega^2\mathbf{r} + \int_S \mathbf{f}(t)dS(y) \quad (1)$$

式中: $\mathbf{m}\ddot{\mathbf{u}}(t)$ 和 $\mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}(t)$ 分别表示作用在叶片表面上的离心力载荷和非定常气动力载荷; $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 和 $\mathbf{K}$ 分别

表示叶片的质量、阻尼和刚度矩阵; $\mathbf{u}(t)$ 、 $\dot{\mathbf{u}}(t)$ 、 $\ddot{\mathbf{u}}(t)$ 分别表示节点运动的位移、速度和加速度; ω 、 r 分别表示叶片的旋转角速度和半径; $\mathbf{f}(t)$ 表示作用在单位面积叶片表面的非定常气动力,即气体静压.

采用有限元分析软件 MSC. Nastran 分别对叶轮叶片进行模态分析、离心力作用下的静应力分析和非定常气动力载荷作用下的动态响应分析. 压缩机的叶轮虽然是循环对称结构,但在压缩机实际运行过程中,各叶轮叶片受到的瞬时气动力载荷并不相等,从严格意义上讲,不满足循环对称分析的条件. 但是,由于在叶轮旋转过程中各叶轮叶片气动力载荷的峰值相等,相位差恒定,因此为了降低计算成本,本文仍采用循环对称方法近似分析该压缩机的叶轮动态响应.

有限元分析采用叶轮的单扇区模型,对轮盘和轮盖两侧面的网格节点施加循环对称边界条件. 模型被划分为 33 808 个四面体单元和 8 039 个节点,模型的示意图如图 2 所示.

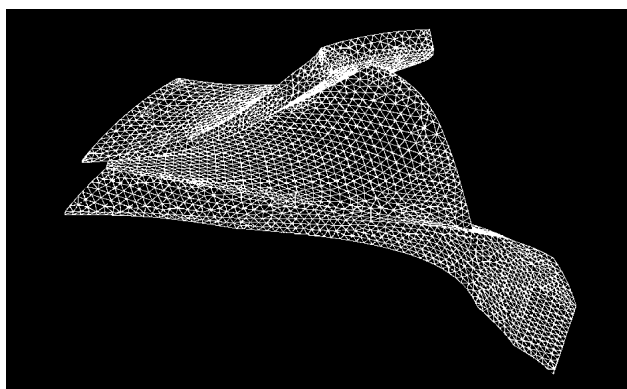


图 2 离心叶轮单扇区有限元模型

叶轮固定在主轴上,忽略轴的振动,对叶轮内孔壁面施加 0 位移约束条件. 叶轮采用 2Cr13 合金材料,材料的物理性质如下:密度为 7 800 kg/m³,弹性模量为 2.1×10⁵ MPa,泊松比为 0.3. 依据文献[8]的推荐,叶轮的结构阻尼比假定为 0.01.

在采用 CFD-FEA 耦合方法计算叶轮叶片在非定常气动力载荷下的动态响应前,需要完成 2 项准备工作. 第 1,由于 CFD 和 FEA 计算采用 2 套不同的计算网格,因此需要完成 CFD 网格节点上的压力信息向 FEA 网格节点上的压力信息插值;第 2,为了节省计算成本,叶轮的动态响应采用直接频率法求解,因此需要采用快速傅里叶转换(FFT)方法将时域的气动力载荷转换至频域下的幅值和相位信号. 插值和快速傅里叶转换均采用第三方软件

MATLAB实现。

3 数值结果分析

3.1 模态和频率余量分析

计算得到了叶轮叶片的前14阶固有频率与振型,叶片前14阶固有频率和与非定常载荷主频率1 165 Hz之间的频率余量 M 如表1所示。其中,频率余量 M 的计算公式如下

$$M = |(f_N - f)/f| \quad (2)$$

式中: f_N 表示叶轮叶片的第 N 阶固有频率; f 表示作用在叶片表面非定常载荷的主频率。在工程实践中,为了避免共振破坏,一般要求频率余量大于20%^[8]。

表1 叶轮叶片固有频率及其与非定常气动载荷主频率之间的频率余量

模态阶数	固有频率 f_N/Hz	频率余量 $M/\%$	模态阶数	固有频率 f_N/Hz	频率余量 $M/\%$
1	532.9	118.7	2	594.2	96.1
3	620.8	87.7	4	972.8	19.8
5	994.7	17.2	6	1 284.4	9.3
7	1 309.2	11.0	8	1 415.0	17.6
9	1 446.3	19.4	10	1 453.8	19.8
11	1 476.2	21.0	12	1 489.9	21.8
13	1 496.6	22.1	14	1 512.2	22.9

第4~第10阶固有频率与气动载荷主频之间的频率余量均小于工程实践的要求,可以认为非定常载荷主频率落入了第4~第10阶模态的局部共振区。其中,第6阶频率余量最小,因此在非定常载荷作用下第6阶振型的振幅放大因子也最大。离心叶轮单扇区模型的第6阶振型表现为在叶轮叶片的前缘位置处的局部振动,如图3所示。

3.2 静应力分析

离心叶轮的工作转速为4 995 r/min。计算在此转速下叶轮受到离心力作用形成的静应力 σ 分布,结果如图4所示:叶片表面最大静应力位置位于叶片的尾缘区域,最大等效静应力 $\sigma_{\max}$ 为651 MPa,小于叶片工作条件下的屈服应力736 MPa。离心叶轮在恒定的离心力作用下,不会发生断裂故障。

3.3 叶片响应分析

根据上述的计算结果,叶轮叶片前缘附近区域的非定常力载荷远高于其他区域,而叶轮叶片的第

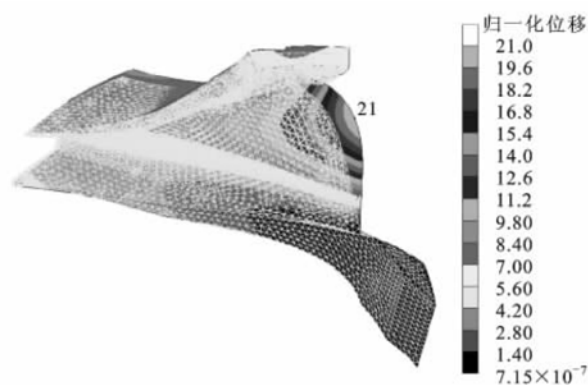


图3 离心叶轮单扇区模型的第6阶(1 284.4 Hz)振型

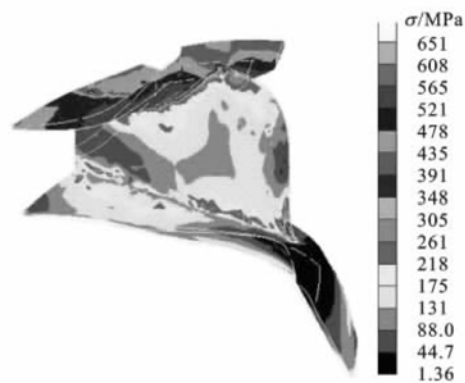


图4 离心力作用下叶轮的静应力分布和变形

6阶振型表现为在前缘附近的局部振动,并且非定常气动力的主频刚好与第6阶固有频率之间的余量最小,因此可以推断离心叶轮叶片在非定常气动力载荷的作用下,在前缘附近区域形成局部共振,该区域的交变应力和振幅均高于其他位置,是最有可能发生疲劳断裂的区域。采用第四强度理论计算叶轮叶片在非定常气动力载荷的主频分量作用下的等效应力,计算结果如图5所示。结果表明,叶片前缘区域的等效应力最大,尤其在靠近轮盖侧是主要的应力集中区域。虽然叶轮叶片前缘附近的等效应力远高于其他区域的等效应力,但离心力和非定常气动力载荷共同作用形成的等效应力仍然小于叶片的屈服应力,因此可以推断在压缩机运行工况下,叶轮叶片表面不会发生塑性变形,不会形成低周疲劳破坏。但是,在此低能量的交变应力长期作用下,却有可能形成叶片表面的高周疲劳断裂,最先发生疲劳断裂的区域就是叶片的前缘附近区域。对比分析图1和图5可知,叶片的实际断裂位置和交变应力集中位置基本一致,表明本文采用的计算方法能够较好地预测叶片疲劳断裂的位置。此外,本文计算中虽然忽略了叶片振动对非定常流动的影响,但由于离心压缩机闭式叶轮的刚度较大,叶轮叶片在非定常气动

力载荷作用下的位移很小,因此本文分析得到的结果仍然和实际的断裂位置比较一致。

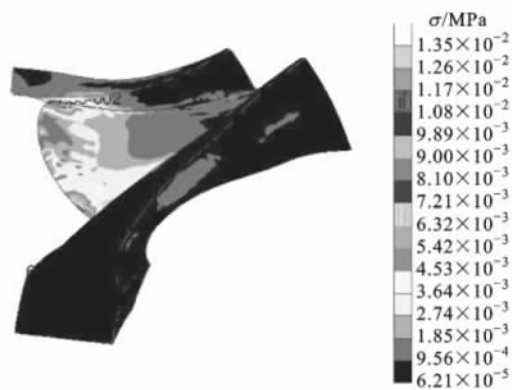


图5 离心叶轮在气动载荷主频(1 165.5 Hz)分量作用下的等效应力分布

4 结论与展望

分别采用 FEA 方法和 CFD-FEA 单向耦合求解方法计算分析了叶轮叶片前 14 阶模态、静应力及其在非定常气动力载荷下的动态响应,主要得到如下结论。

(1) 叶轮叶片表面的非定常气动力载荷主频率落入了叶片第 6 阶固有频率的共振区。叶片第 6 阶振型表现为叶片前缘附近区域的局部振动,而气动力载荷最强的区域也位于叶片前缘附近区域。因此,叶片前缘附近区域的局部振动相对叶片上其他区域的振动较为强烈。

(2) 根据第四强度理论计算得到的非定常气动力载荷形成的叶片表面的最大等效交变应力位于叶片的前缘附近区域,由于交变应力的长期作用导致了叶片的疲劳断裂。

(3) 计算预测的交变应力集中位置和叶片实际断裂的位置一致。在本文的基础上,需要实验验证计

算的精度和开展叶片疲劳寿命的预测。

参考文献:

- [1] EJAZ N, SALAM I, TAUQIR A. Fatigue failure of a centrifugal compressor [J]. Engineering Failure Analysis, 2007, 14(7): 1313-1321.
- [2] KIM T G, Lee H C. Failure analysis of (machinery vapor recompressor) MVR impeller blade [J]. Engineering Failure Analysis, 2003, 10(3): 307-315.
- [3] 杨兴宇, 耿中行, 蔡向晖. 某型发动机二级压气机叶片断裂故障分析研究 [J]. 航空动力学报, 2001, 16(4): 327-330.
YANG Xingyu, GENG Zhongxing, CAI Xianghui. Fracture analysis of the 2nd stage compressor blade in an aeroengine [J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(4): 327-330.
- [4] QIN Wei, TSUKAMOTO H. Theoretical study of pressure fluctuations downstream of a diffuser pump impeller: fundamental analysis on rotor-stator interaction [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1997, 119(3): 647-652.
- [5] 张升才. 汽轮机叶片断裂机理分析 [J]. 农业机械学报, 2006, 37(12): 201-205.
ZHANG Shengcai. Mechanism study on fracture of turbine blade [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(12): 201-205.
- [6] EJAZ N, SALAM I, TAUQIR A. An air crash due to failure of compressor rotor [J]. Engineering Failure Analysis, 2007, 14(5): 831-840.
- [7] XU Zili, PARK J P, RYU S J. Failure analysis and retrofit design of low pressure 1st stage blades for a steam turbine [J]. Engineering Failure Analysis, 2007, 14(4): 694-701.
- [8] 邱凯. 离心压缩机叶轮三维有限元强度与振动分析 [D]. 西安: 西安交通大学能源与动力工程学院, 1999.

(编辑 王焕雪)

本刊实行开放免费阅读, 阅读全文请登录 <http://www.jdxb.cn>