

碰摩作用下盘片榫连结构接触特性的 响应分析

马 辉, 王 迪, 太兴宇, 能海强, 闻邦椿
(东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819)

摘 要: 以某压气机燕尾形榫连结构为研究对象, 基于 ANSYS 有限元软件, 建立了盘片的有限元模型。用脉冲力模拟局部碰摩时的碰摩力, 分析了两种碰摩情况对榫连结构接触特性的影响, 首先分析了侵入量为定值时, 不同转速对榫连结构接触特性的影响, 接着分析了当转速为定值时, 不同侵入量对榫连结构接触特性的影响。研究表明: 随着转速的升高, 榫连结构的最大接触压力和最大接触滑移距离不断的增加, 最大接触压力变化规律变得更加复杂, 而最大接触滑移距离变化规律逐渐趋于稳定并且最大接触滑移距离之间的变化幅度减小。随着侵入量的增加, 榫连结构的最大接触压力以及最大接触滑移距离都会增大, 但过大的侵入量将导致最大接触滑移距离发生突变。通过分析不同工况下几个节点接触压力及接触滑移距离的频谱响应, 发现碰摩会产生转频的高倍频成分, 当转频的倍频成分接近叶片固有频率时会出现倍频幅值放大现象。

关 键 词: 盘片系统; 榫连结构; 碰摩; 接触特性; 有限元

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Contact characteristics response analysis of blade-disc dovetail structure under rubbing condition

MA Hui, WANG Di, TAI Xing-yu, NAI Hai-qiang, WEN Bang-chun

(School of Mechanical Engineering and Automation,
Northeastern University, Shenyang 110819, China)

Abstract: Targeting a compressor dovetail structure, the finite element model of blade-disc based on software ANSYS was established. The pulse force was used to simulate the rubbing force under local rubbing condition and the effects of two rubbing conditions on contact characteristics of dovetail structure were analyzed. The first condition involved the influence of different rotating speeds on contact characteristics of dovetail structure when the intrusion was constant. The other condition involved the influence of different intrusions on contact characteristics of dovetail structure when the rotating speed was constant. The results show that the maximum contact pressure and the maximum sliding distance of dovetail structure increase with the rotating speed, the variation law of the maximum contact pressure becomes more complicated, but the variation law of the maximum contact sliding distance becomes gradually steady and the change of amplitude between the maximum contact sliding distance decreases. The maximum contact pressure and the maximum sliding distance of dovetail structure increases with the intrusions, but excessive intrusions will lead to the mutation of the maximum contact sliding distance. By analyzing the spectrums of contact pressure and contact sliding distance under different working conditions, it can be seen that the amplitude of multiple frequencies increase when these multiple frequencies are close to

收稿日期:2014-03-11

基金项目:中央高校基本科研业务费专项资金(N130403006);教育部新世纪人才支持计划(NCET-11-0078)

作者简介:马辉(1978—),男,河北安平人,副教授,博士,主要从事转子动力学、非线性振动、旋转机械故障诊断研究。

natural frequencies of the blade.

Key words: blade-disc system; dovetail structure; rubbing; contact characteristics; finite element

在航空发动机设计中,为了提高发动机的性能,需要减小发动机叶片与机匣之间的间隙,这就很可能导致叶片和机匣发生碰摩,碰摩将导致叶片产生振动,使榫连结构的接触特性变化,并造成损坏.榫连结构的损坏是造成发动机失效的原因之一,所以研究碰摩对榫连结构接触特性的影响具有重要的意义.很多学者对榫槽-榫头接触静力学特性进行了分析,魏大盛等^[1]讨论了材料塑性对榫连结构接触应力的影响,分析了榫连结构的强度及寿命.林香等^[2]运用 ANSYS 建立了榫连结构接触的三维模型,并与二维模型进行了对比,结果表明三维模型更符合实际情况.文献[3-5]建立了榫连结构接触应力分析的有限元模型,并分析了弹性条件下的接触区边缘存在的高应力梯度.

很多学者也针对叶片-机匣碰摩导致的叶片复杂振动响应进行了研究. Padova 等^[6]对发动机的转定子碰摩问题进行了实验研究,对比分析了不同侵入量下转定子之间的相互影响作用. Lessaffre 等^[7]研究了叶片-机匣的接触问题,分析了系统在转子临界转速附近的不稳定现象.马辉等^[8]总结了叶片-机匣碰摩模型的发展情况,综述了多种叶片-机匣的碰摩模型的适用条件. Legrand 等^[9]提出了全三维接触准则来模拟叶片-机匣的碰摩,并用此方法分析了叶片-机匣接触动力学特性. Legrand 等^[10]基于一个分段线性的塑性本构关系,研究了带有可磨耗涂层的机匣与叶片碰摩时的接触特性.刘书国等^[11]以某高压涡轮结构为例,基于 LS-DYNA 软件模拟了叶片-机匣碰摩的瞬态动力学过程.

还有一些学者提出了基于脉冲力模型的碰摩故障模拟方法^[12].太兴宇等^[13]采用 Timoshenko 梁单元建立了叶片在脉冲力加载下的动力学方程,分析了不同转速下叶片动力学响应. Turner 等^[14-15]将碰摩力简化为脉冲力,分析了叶片-机匣在连续撞击情况下的瞬态动力学响应. Kou 等^[16]

用板单元建立了叶片模型,用脉冲力模拟了叶片-机匣碰摩时的法向载荷及切向载荷,并对系统的振动情况进行了分析.洪杰等^[17]用脉冲力模拟碰摩载荷,分析了碰摩激发的叶片第1阶、第2阶及耦合模态自由振动.

从上述文献分析可知,考虑碰摩载荷作用下分析榫槽-榫头接触特性的还不多见,本文在前人研究的基础上,采用脉冲力模型模拟叶片-机匣局部碰摩力,并基于接触动力学理论,研究了不同转速以及不同侵入量对榫连结构动接触特性的影响.

1 盘片有限元模型及简化的碰摩模型

本文所分析盘片结构由38个叶片组成,为了减小计算规模,提高计算效率,只对1/38圆盘扇区(基本扇区)进行有限元建模,在进行计算时,本文对轮盘底部施加了轴向及周向约束,并对榫头的单个侧面施加轴向约束.盘片榫连有限元模型采用的是 Solid45 单元,模型共划分17238个节点,单元16421个,榫头与榫槽的接触面采用的是面-面接触单元,其中榫头上的面定义为接触面,采用接触面单元 Contal73,榫槽上的面定义为目标面采用目标面单元 Targe170,如图1所示.接触面共划分了928个节点和840个单元.绕Z轴逆时针施加转速,并将叶背对应的接触面定义为B面,叶盆对应的为A面,榫头的倾斜角度为15°.

在这个模型的基础上,构建了叶片脉冲力模型,加载形式为叶片顶端局部节点(脉冲力均分在加载的节点上),其加载位置为叶尖4个点,如图1所示.每个点施加两个方向的碰摩载荷,即法向碰摩载荷 $F_n(t)$ 和切向碰摩载荷 $F_t(t)$,其方向分别沿 y 轴负向和 x 轴正向.

根据文献[18-19]的实验分析与有限元数值仿真结果可知,实际情况下的碰摩力为近似周期脉冲力,可以简化为分段正弦脉冲力.

1) 法向脉冲力模型表达式为

$$F_n(t) = \begin{cases} 0 & 0 \leq t \leq t_0, t_c + t_0 \leq t \leq t_p \\ -F_{n,\max} \sin\left[\frac{\pi}{t_c}(t - t_0)\right] & t_0 \leq t \leq t_c + t_0 \end{cases} \quad (1)$$

式中 $F_{n,\max}$ 为接触过程中最大法向脉冲力, t_c 为接触时间, t_p 为旋转周期, t_0 为碰摩开始时刻.

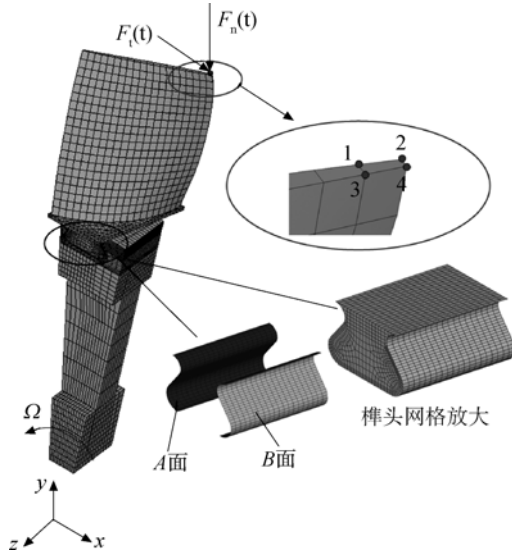


图1 叶片加载示意图

Fig. 1 Blade loading diagram

为了计算最大法向脉冲力,假定叶片-机匣接触某个时间内,叶片满足机械能守恒^[20]

$$W = U_e + U_c \quad (2)$$

式中 U_e 为叶片的弯曲变形能, U_c 为离心势能, W 为叶尖径向力 F_n 和切向力 F_t ($F_t = \mu F_n$) 做的功. 假定叶片与机匣在瞬时保持一个平衡状态,如图2所示. 图中 v_l 为叶尖处的弯曲位移、 δ 为侵入量、 d 为机匣径向偏移距离、 u_l 为叶尖处的径向位移,由力平衡关系和几何关系有

$$d = F_n / k_c \quad (3)$$

$$\delta = u_l + d \quad (4)$$

整理得到最大法向脉冲力的表达式为

$$F_{n, \max} = \frac{5}{3} L k_c \cdot \frac{\Gamma_1 \left(\frac{5}{6} \Gamma_1 + \frac{\delta}{L} \right) - \frac{\sqrt{15} \Gamma_1}{6} \sqrt{\frac{15}{9} \Gamma_1^2 + \frac{4}{k_c} (\mu^2 - \Gamma_1) \frac{\delta}{L}}}{\frac{10}{3} \Gamma_1 - \frac{5}{3} \mu^2 + \frac{\delta}{L}} \quad (5)$$

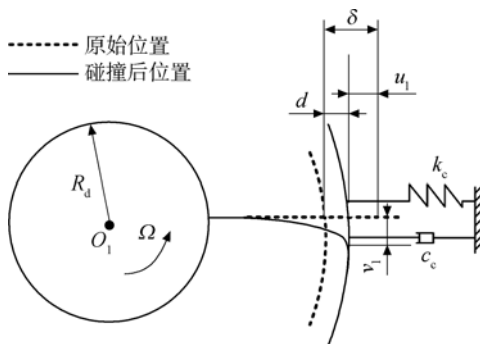


图2 单叶片-机匣碰摩示意图

Fig. 2 Single blade-casing rubbing diagram

其中 $\Gamma_1 = \Gamma_0 / k_c$, $\Gamma_0 = EI_0 \frac{3}{L^3} + \rho A (2\pi\Omega/60)^2 \cdot \left[\frac{81}{280} L + \frac{3}{8} R_d \right]$.

模型的材料特性及模型的尺寸参数如下:弹性模量 $E=125 \text{ GPa}$, 材料密度 $\rho=4370 \text{ kg/m}^3$, 泊松比 $\nu=0.3$. 叶片长度 $L=88.6 \text{ mm}$, 叶片宽度 $b=56.7 \text{ mm}$, 叶片厚度 $h=10 \text{ mm}$, 叶片弯曲惯性矩 $I_0 = (h^3 \times b) / 12 \text{ mm}^4$, 叶片的截面面积 $A=567 \text{ mm}^2$, 机匣半径 $R_0=306.82 \text{ mm}$, 叶尖轨迹半径 $r_g=305.12 \text{ mm}$, 摩擦因数 $\mu=0.3$, 圆盘半径 $R_d=216.52 \text{ mm}$, 机匣刚度 $k_c=5 \times 10^6 \text{ N/m}$.

图3为5000 r/min和20000 r/min两种工况下最大法向碰摩力随侵入量的变化曲线,由于本文取的机匣刚度较小,两条曲线近似为线性,且几乎重合.

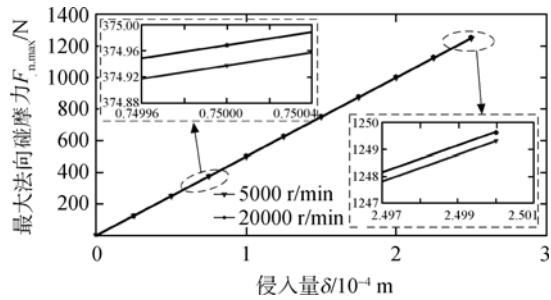


图3 最大法向碰摩力随侵入量增加的变化曲线

Fig. 3 Largest normal rubbing force curves with the increase of intrusion

2) 切向脉冲力模型表达式为

$$F_t(t) = \mu F_n(t) \quad (6)$$

式中摩擦因数取 $\mu=0.3$.

接触时间 t_c 的确定需要根据叶片旋转速度 Ω 和侵入量 δ 确定,如图4所示. 图中 $r_g = R_d + L$; O_1 为叶尖的旋转中心, O_2 为机匣中心; β 为接触

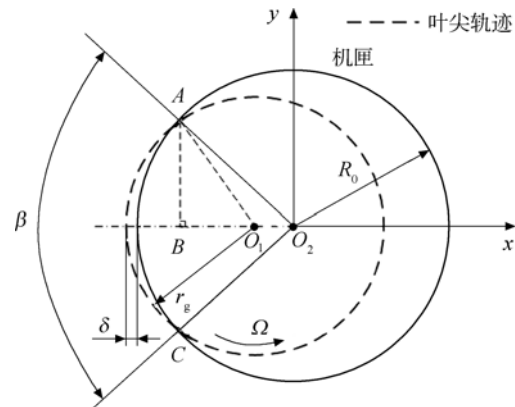


图4 叶尖与机匣碰摩示意图

Fig. 4 Rubbing diagram of blade tip and casing

角, 确定接触时间 t_c 表达式如下:

$$t_c = \frac{60\beta}{2\pi\Omega} \quad (7)$$

$$\beta = 2\arccos\left[\frac{R_0^2 + (R_0 + \delta - r_g)^2 - r_g^2}{2R_0(R_0 + \delta - r_g)}\right] \quad (8)$$

2 碰摩载荷下榫连结构的动接触特性

本文主要对局部碰摩状况进行研究, 分析榫连结构在局部碰摩情况下接触特性的变化规律. 本文采用脉冲力模型来模拟周期性局部碰摩, 其加载的时域脉冲如图 5 所示, 其中前 20 周期 ($20t_p$) 表示盘片系统在离心载荷作用下的时间, 第 21~25 周期内每周发生 1 次脉冲碰摩. 表 1 为考虑榫连接触时的盘片系统的固有频率.

2.1 定侵入量不同转速下碰摩对榫连结构接触特性的影响

当叶片-机匣发生碰摩时, 假定侵入量为定值 $\delta=100\mu\text{m}$, 分析不同转速对榫连结构接触特性的影响.

图 6 为 5000, 10000, 15000 r/min 和 20000

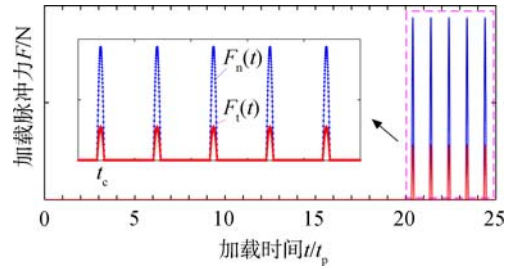


图 5 脉冲力示意图

Fig. 5 Pulse force diagram

表 1 考虑榫连接触时叶片的固有频率

Table 1 Blade natural frequencies considering dovetail contact

阶数	固有频率/Hz	振型描述
1	648.32	1 阶弯曲
2	1971	1 阶扭转
3	2189	1 阶弯扭耦合
4	2926.8	2 阶弯曲
5	4437.7	2 阶弯曲与 1 阶扭转耦合

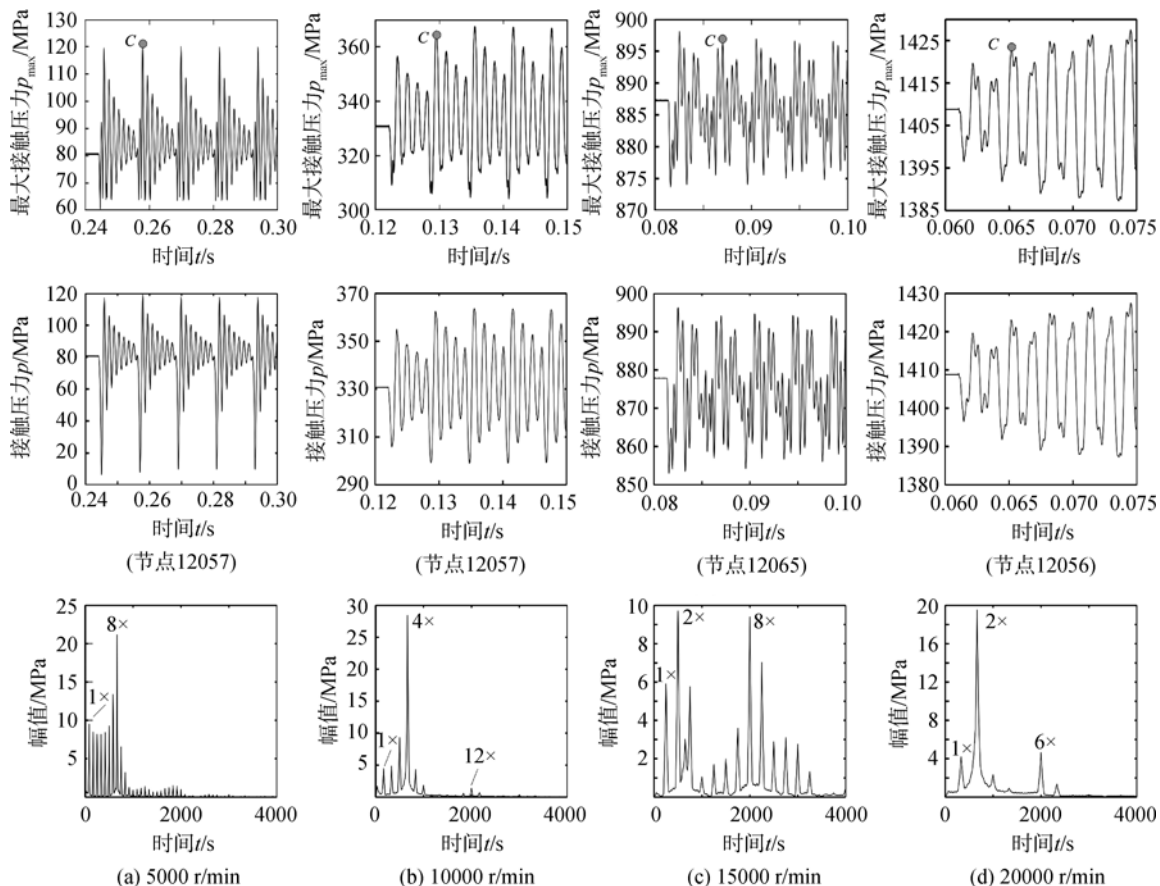


图 6 转速对榫连结构接触压力的影响

Fig. 6 Influence of speed on contact pressure of dovetail structure

r/min条件下榫连结构接触压力的响应. 上中下3行图分别为最大接触压力时域波形、C时刻对应最大接触压力节点的时域波形、节点接触压力频谱图. 由图6可知随着转速的升高, 榫连结构接触面的最大接触压力也不断的增大, 并且增大的幅度越来越大. 单个节点的接触压力变化规律与最大接触压力变化规律基本相同.

由单个节点的频谱响应曲线可以得到幅值较大的频率成分, 如 5 000 r/min 的 8 倍频, 10 000 r/min 的 4 倍频和 20 000 r/min 的 2 倍频均与叶片 1 阶弯曲频率接近; 10 000 r/min 的 12 倍频,

15 000 r/min 的 8 倍频和 20 000 r/min 的 6 倍频与叶片的 1 阶扭转频率接近.

图7为不同转速下C时刻的接触压力云图, 随着转速的升高, 最大接触压力的位置发生了变化(图中圈内为最大接触压力的位置), 并且接触区域的面积也随着转速的升高逐渐的增大.

图8分别为 5 000, 10 000, 15 000 r/min 和 20 000 r/min 条件下榫连结构接触滑移距离响应. 上下2行图分别为碰摩过程中最大接触滑移距离时域波形、C时刻对应最大接触滑移距离节点的时域波形.

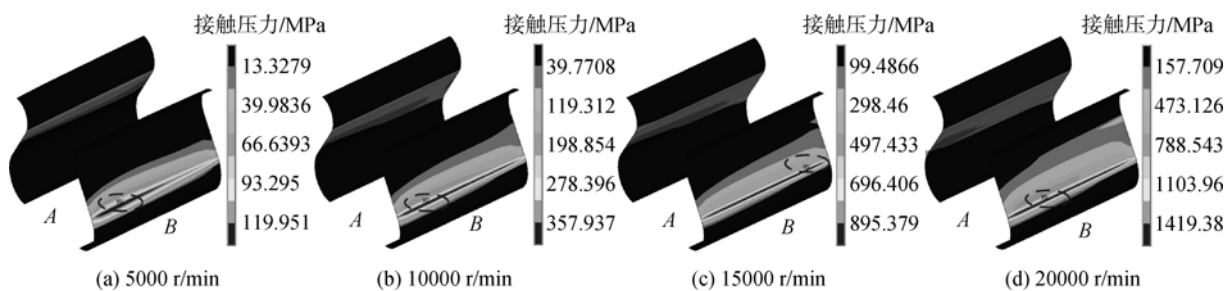


图7 接触压力云图

Fig. 7 Contact pressure nephogram

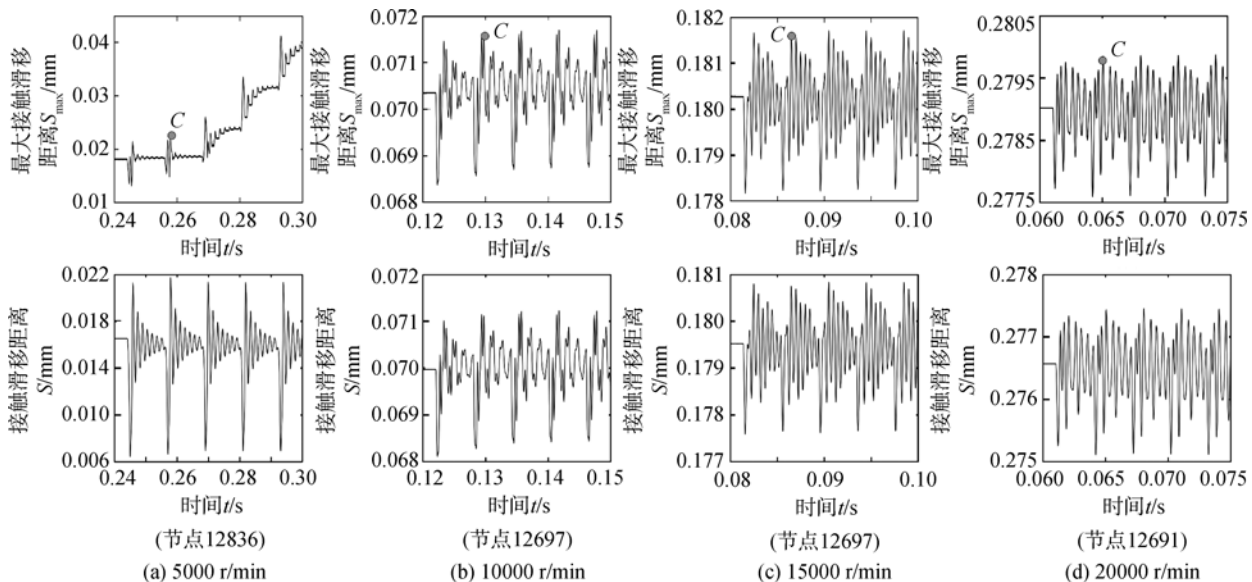


图8 转速对榫连结构接触滑移距离的影响

Fig. 8 Influence of speed on contact sliding distance of dovetail structure

由图8可知, 当转速为 5 000 r/min 时第 2 次碰摩的最大接触滑移距离相对于第 1 次碰摩的最大接触滑移距离略有增加, 从第 3 次开始变化加剧, 这是由于转速低、离心力小, 碰摩力大于离心力, 每次碰摩均造成一个平衡状态跃迁到另一个

平衡状态, 从而出现了跳跃现象. 随着转速的不断升高, 榫连结构的最大接触滑移距离不断地增大, 并且当转速大于等于 8 000 r/min 由于离心力的增加, 曲线的变化规律趋于稳定不再发生跳跃.

由单个节点的接触滑移距离的响应曲线可以

得到, 5000 r/min 时接触滑移距离没有发生跳跃现象, 波动较为稳定, 此外我们也提取了接触面其他节点的最大滑移距离, 也发现有些节点也会出现跳跃现象. 随着转速的增加, 从 10 000 r/min 开始节点的接触滑移距离均趋于稳定.

图 9 为不同转速下 C 时刻接触滑移距离云图, 由图可知随着转速的升高最大接触滑移距离的位置从接触面的中间位置移动到了边缘位置, 并且接触区域的大小也发生了变化.

2.2 定转速不同侵入量下碰摩对榫连结构接触特性的影响

选定转速为 $\Omega=10\,000\text{ r/min}$, 分析叶片与机

匣之间不同侵入量对榫连结构接触特性的影响.

图 10 为不同侵入量下在图 11 中 C 时刻的接触压力云图, 100 μm 时的压力云图见图 7 中 10 000 r/min 的云图, 由图可知随着侵入量的增加, 最大接触压力的位置并没发生明显变化, 只是接触区域的大小略微的变化.

如图 11 所示, 图中所示侵入量分别为 50, 150 μm 和 200 μm 工况, 100 μm 侵入量如图 6(b) 所示. 由图 11 及图 6(b) 可知, 随着侵入量的增加, 榫连结构接触面的最大接触压力随着增加, 并且最大接触压力之间的差值越来越大, 单个节点接触压力与最大接触压力的变化规律基本相同.

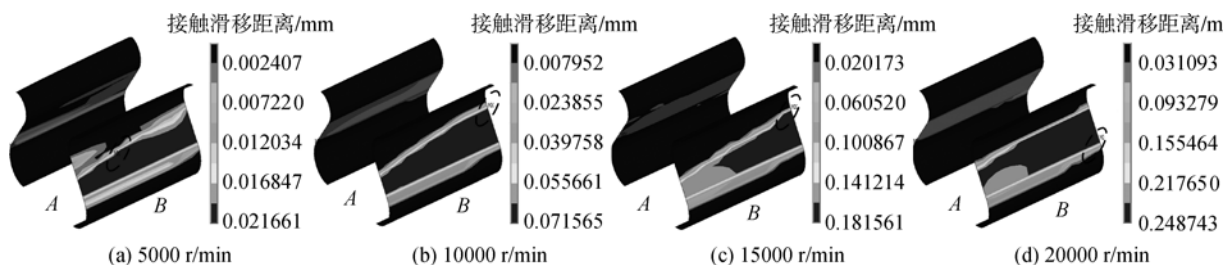


Fig. 9 接触滑移距离云图

Fig. 9 Contact sliding distance nephogram

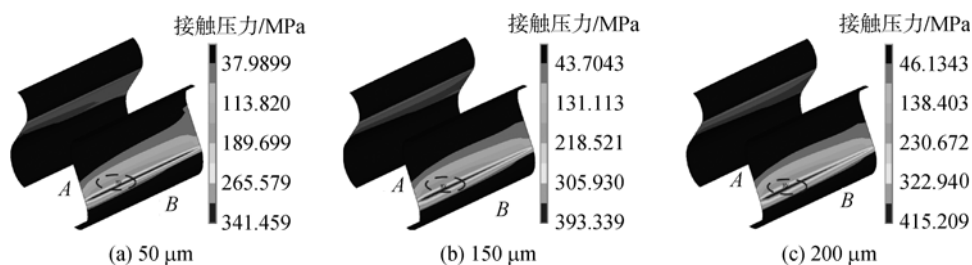


图 10 接触压力云图

Fig. 10 Contact pressure nephogram

单个节点接触压力的频谱响应中 4 倍频及 12 倍频较为突出. 其中侵入量为 50, 100, 150 μm 和 200 μm 工况下的 4 倍频与叶片 1 阶弯曲频率较为接近. 50, 100 μm 和 200 μm 工况下的 12 倍频与 1 阶扭转频率较为接近.

图 12 为侵入量为 50, 150 μm 和 200 μm 条件下榫连结构接触滑移距离的响应, 100 μm 侵入量下接触滑移距离的响应如图 8(b) 所示. 由图 12 及图 8(b) 可知, 随着侵入量的不断增加, 榫连结构的最大接触滑移距离不断地增大, 并且最大接触滑移距离之间的变化幅度也随着增加.

当侵入量达到 200 μm 时, 叶片与机匣发生第 5 次碰摩时, 榫连结构的最大接触滑移距离却发生了突变, 并且有逐渐上升的趋势, 这是由于大侵入量时, 碰摩力大于离心力, 导致最大接触滑移距离发生突变. 而在其他侵入量下单个节点接触滑移距离, 由于碰摩力小于离心力, 因而较为稳定.

图 13 为不同侵入量下 C 时刻的接触滑移距离响应云图, 100 μm 侵入量下的响应云图如图 9 中 10 000 r/min 的云图所示, 由图可知随着侵入量的增加最大接触滑移距离的位置从边缘处移到了接触面的中间位置.

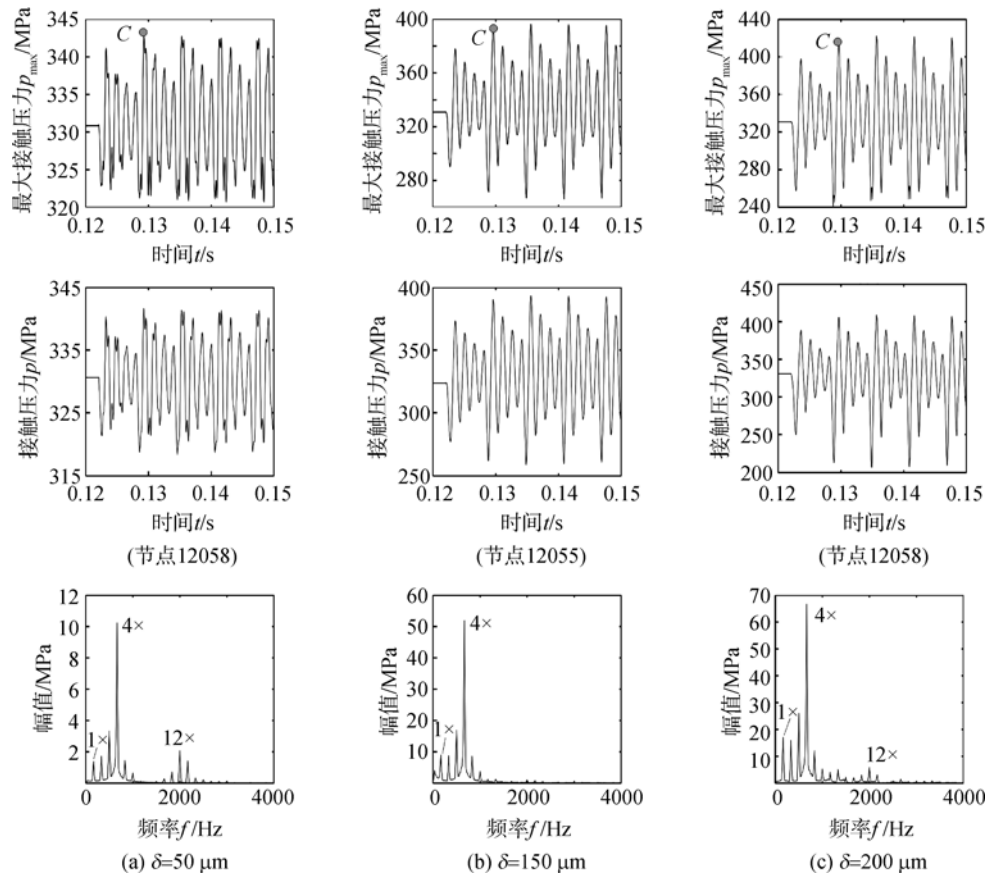


图 11 侵入量对榫连接结构接触压力的影响

Fig. 11 Influence of intrusion on contact pressure of dovetail structure

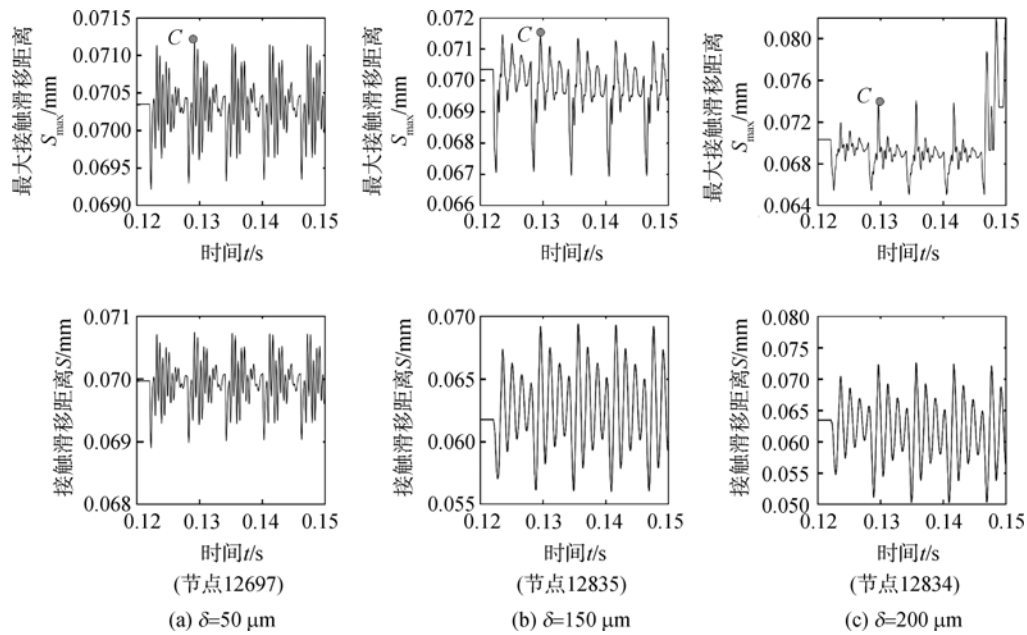


图 12 侵入量对榫连接结构接触滑动距离的影响

Fig. 12 Influence of intrusion on contact sliding distance of dovetail structure

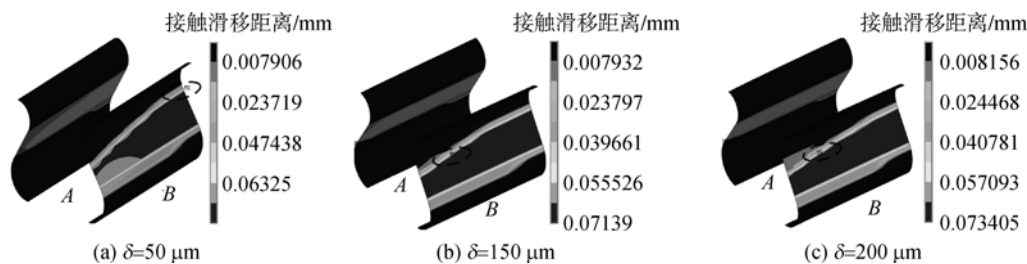


图13 接触滑移距离云图

Fig. 13 Contact sliding distance nephogram

3 结 论

本文研究了叶片与机匣发生碰摩时,转速以及碰摩侵入量对榫连结构接触特性(接触压力与接触滑移距离)的影响,主要结论如下:

1) 随着转速的升高,最大接触压力与最大接触滑移距离不断的增加,但当转速较低时,由于离心力小,会出现碰摩力大于离心力情况,进而可能导致最大接触滑移距离发生跳跃现象.叶片与机匣侵入量的增加将导致最大接触压力与最大滑移距离都增加,当大侵入量时,碰摩作用会导致最大接触滑移距离发生跳跃现象.

2) 不同转速以及不同侵入量下叶片-机匣的碰摩,会产生转频的高倍频成分,当转频的倍频成分接近叶片固有频率时会出现倍频幅值放大现象.

3) 转速的改变对榫连结构的最大接触压力以及最大接触滑移距离的位置都有明显的影响,而侵入量的改变对最大接触压力的位置没明显的影响,只对最大接触滑移距离的位置有一定的影响.

参考文献:

- [1] 魏大盛,王延荣. 榫连结构的高应力梯度及破坏分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2010, 36(10): 1184-1188.
WEI Dasheng, WANG Yanrong. On the high stress gradient and failure analysis of dovetail attachments[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2010, 36(10): 1184-1188. (in Chinese)
- [2] 林香,黄致建,郝艳华. 弧形燕尾型榫连接组件三维接触分析[J]. 武汉理工大学学报: 信息与管理工程版, 2010, 32(3): 427-429.
LIN Xiang, HUANG Zhijian, HAO Yanhua. Three dimensional contact analysis of arc-dovetail components[J]. Journal of Wuhan University of Technology: Information and Management Engineering, 2010, 32(3): 427-429. (in Chinese)
- [3] Sinclair G B, Cormier N G, Griffin J H, et al. Contact stresses in dovetail attachments finite element modeling[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(1): 182-189.
- [4] Sinclair G B, Cormier N G. Contact stresses in dovetail attachments: physical modeling[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(2): 325-331.
- [5] Sinclair G B, Cormier N G. Contact stresses in dovetail attachments alleviation via precision crowning[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125(4): 1033-1041.
- [6] Padova C, Barton J, Dunn M G, et al. Experimental results from controlled blade tip-shroud rubs at engine speed[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(4): 713-723.
- [7] Lesaffre N, Sinou J J, Thouverez F. Contact analysis of a flexible bladed-rotor[J]. European Journal of Mechanics A: Solids, 2007, 26(3): 541-557.
- [8] 马辉, 太兴宇, 李焕军, 等. 旋转叶片-机匣碰摩模型及试验研究综述[J]. 航空动力学报, 2013, 28(9): 2055-2069.
MA Hui, TAI Xingyu, LI Huanjun, et al. Literature survey of rub-impact model and experiment of rotating blade and casing[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(9): 2055-2069. (in Chinese)
- [9] Legrand M, Batilly A, Magnain B, et al. Full three-dimensional investigation of structural contact interactions in turbomachines[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(11): 2578-2601.
- [10] Legrand M, Batilly A, Pierre C. Numerical investigation of abradable coating removal in aircraft engines through plastic constitutive law[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2012, 7(1): 011010. 1-011010. 11.
- [11] 刘书国, 洪杰, 陈萌. 航空发动机叶片-机匣碰摩过程的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2011, 26(6): 1282-1288.
LIU Shuguo, HONG Jie, CHEN Meng. Numerical simulation of the dynamic process of aeroengine blade-to-case rub-impact[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(6): 1282-1288. (in Chinese)
- [12] Sinha S K. Non-linear dynamic response of a rotating radial Timoshenko beam with periodic pulse loading at the free-end[J]. International Journal of Nonlinear Mechanics, 2005, 40(1): 113-149.
- [13] 太兴宇, 马辉, 谭祯, 等. 脉冲力加载下的叶片-机匣动力学特性研究[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2012, 33(12): 1758-1761.

- TAI Xingyu, MA Hui, TAN Zhen, et al. Research on dynamic characteristics of blade-casing with impulse loading [J]. Journal of Northeastern University: Natural Science, 2012, 33(12): 1758-1761. (in Chinese)
- [14] Turner K, Adams M. Simulation of engine blade tip-rub induced vibration[R]. ASME Paper GT2005-68217, 2005.
- [15] Turner K, Dunn M, Padova C. Airfoil deflection characteristics during rub events[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(1): 011018. 1-011018. 7.
- [16] Kou H J, Yuan H Q. Rub-induced non-linear vibrations of a rotating large deflection plate[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2014, 58: 283-294.
- [17] 洪杰, 刘书国, 张大义, 等. 小型短寿命涡扇发动机涡轮叶片疲劳失效分析[J]. 航空动力学报, 2012, 27(3): 604-609.
- HONG Jie, LIU Shuguo, ZHANG Dayi, et al. Fatigue failure analysis of turbine blade in miniature short-life turbofan engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(3): 604-609. (in Chinese)
- [18] Barton J, Dunn M G, Manwarong S, et al. Development of an experimental capability to produce controlled blade tip-shroud rubs at engine speed[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(4): 726-735.
- [19] Anthony G. Parameter study of blade disk/casing interactions through direct contact in aeroengine assemblies[D]. Montréal, Canada: McGill University, 2008.
- [20] Jiang J. Investigation of friction in blade/casing rub and its effect on dynamics of a rotor with rub[M]. Aachen: Shaker Verlag, 2001.

(编辑: 秦理曼)