

带止口法兰连接结构刚度特性对 结构振动影响

王 志, 李吉凯, 刘 玉

(沈阳航空航天大学 辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 沈阳 110136)

摘 要: 对带有止口的法兰连接结构刚度特性进行了数值仿真研究。使用有限元软件 ANSYS 分析了带有止口的法兰连接结构的迟滞特性。通过对止口接触面的变形-滑移机理分析,使用一个詹金斯单元和一个弹簧单元并联模拟法兰的一个扇区,并基于法兰弯曲变形时每个扇区的不同状态建立了整个法兰结构的弯曲刚度简化模型,并对该简化模型进行了仿真,该简化模型能够较准确地模拟带止口法兰连接结构的刚度特性。基于简化模型和梁单元建立了简化转子结构模型,分析了带有止口的法兰连接结构对转子稳态动力学响应的影响。结果表明带有止口的法兰连接结构的迟滞特性能够影响峰值频率,随着止口过盈量的增加,响应峰值显著降低,具有较好的振动抑制效果。

关 键 词: 法兰连接结构; 止口; 迟滞特性; 简化模型; 稳态响应

中图分类号: V232.7; TH131.9

文献标志码: A

Stiffness characteristics of flange joint with a snap and its influence on structure vibration

WANG Zhi, LI Jikai, LIU Yu

(Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technique for Aviation Propulsion System, Liaoning Province, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China)

Abstract: The stiffness characteristics of flange joint with a snap were studied by numerical simulation. The hysteresis characteristic of the flange joint with a snap was analyzed using ANSYS. Based on the analysis of the deformation and sliding of the snap contact surface, a Jenkins friction element was used in parallel with a spring element to simulate a section of the flange joint, and the simplified model of the bending stiffness of the whole flange structure was established according to different states of each section during the bending deformation of the flange. The simplified model can be utilized to simulate the stiffness characteristics of the flange joint with a snap accurately. The rotor model was built based on the stiffness simplified model and beam element, and the influence of the flange joint with a snap on the steady-state response of the rotor was analyzed. The results show that the hysteresis characteristic of the flange joint with a snap can affect the peak frequency and reduce the response peak significantly with the increase of snap interference, producing a good vibration suppression effect.

收稿日期: 2018-11-21

基金项目: 国家自然科学基金(11702177); 辽宁省自然科学基金(20180550783)

作者简介: 王志(1979—),男,讲师,博士,主要从事航空发动机整机振动与转子动力学特性研究。E-mail:wangzi629@163.com

通讯作者: 刘玉(1989—),男,讲师,博士,主要从事航空发动机结构和传动系统振动研究。E-mail:liuyuvib@163.com

引用格式: 王志,李吉凯,刘玉.带止口法兰连接结构刚度特性对结构振动影响[J].航空动力学报,2019,34(6):1201-1208. WANG Zhi, LI Jikai, LIU Yu. Stiffness characteristics of flange joint with a snap and its influence on structure vibration[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(6): 1201-1208.

Key words: flange joint; snap; hysteresis; simplified model; steady-state response

带有止口的法兰连接结构作为一种重要的连接结构,由于其安装方便、定心性能好等优点,被广泛应用到航空发动机等复杂机械设备上。法兰连接结构具有复杂的结构,其刚度特征对结构整体的动力学特性具有一定的影响,因此一些学者对其刚度特征进行了研究。法兰连接结构的刚度特征受到螺栓预紧力^[1]、结构几何特征和接触面的接触状态^[2]等特征的影响。在结构的动力学分析中,如果针对法兰连接的实际结构进行三维有限元建模将导致自由度十分巨大,且大量接触面的非线性特征将导致动力学计算十分困难。因此,一些学者提出了一些简化动力学模型模拟其刚度特征^[1-4],一些学者通过建立法兰连接结构的简化模型用于模态分析^[5-7]。此外还有一些能够模拟法兰连接结构非线性刚度特征的简化模型,Luan 等通过使用双线性弹簧建立的简化模型能够模拟法兰连接结构的轴向非线性刚度特征^[8]。Wang 等提出了一种能够模拟法兰结构弯曲刚度的简化模型,并研究了法兰连接结构刚度损失对转子系统动力学特征影响^[9]。以上这些研究都是针对法兰结构的刚度特征的,并没有考虑到法兰接触面之间的摩擦行为。接触面的摩擦行为对结构的阻尼特性具有显著的影响,进而显著影响结构的动力学特征。

文献^[10-11]指出接触面的摩擦行为会导致迟滞效应的发生。在位移载荷曲线中,迟滞环所围成的面积代表了结构在一个周期内的能量损失,因此迟滞效应将对结构动力学特征产生显著的影响。Bograd 等^[12]使用 Jenkins 摩擦单元模拟了简单结构在循环拉伸载荷下的迟滞效应。Oldfield 和 Ouyang 等通过 Jenkins 摩擦单元研究了螺栓连接的在扭转载荷下的迟滞效应^[13-14]。这些学者研究对象都是单个的简单螺栓结构,然而带有止口的法兰连接结构具有多个螺栓,且结构较为复杂,其螺栓的分布和复杂的几何特征将对其刚度特征产生较大的影响。Huang 等^[15]基于理论模型分析了法兰连接结构的刚度,分析了结构参数对法兰连接性能的影响。

Van-Long 等^[16]通过实验研究了不带有止口的法兰连接结构的刚度特征。对于带有止口的法兰连接结构,止口的作用是保证连接结构良好的定心性,即限制法兰盘之间的切向相对滑动。当法兰连接结构受到横向载荷作用时,法兰盘的一

侧将处于张开的状态或存在张开的趋势,另一侧法兰盘将被压缩。因此法兰盘之间的止口接触面将可能存在滑移。Liu 等^[17]针对法兰连接结构的止口接触面的摩擦行为进行研究,研究发现当法兰连接结构在横向简谐载荷作用下,其转角-载荷曲线具有明显的迟滞特征。并基于法兰连接结构的三维实体有限元接触模型进行了瞬态动力学分析。

本文首先对带有止口的法兰连接的迟滞效应进行了分析,然后基于止口接触面的黏滞-滑移特征建立了带有止口的法兰连接结构的简化刚度模型,该模型能够较好地模拟法兰连接结构的刚度特征。最后基于文中简化模型分析了法兰连接结构的迟滞效应对转子结构稳态响应的影响。

1 带有止口法兰结构的刚度特性分析

本章的分析方法基于文献^[17],这里进行简单介绍。

1.1 带有止口法兰结构的三维实体有限元模型

图 1(a)为结构完整的有限元模型,结构尺寸与文献^[11]相同。其中实体部分使用 SOLID 185 单元建模,接触面处使用了 CONTAC 174 和 TARGE 170 单元建立接触对,在止口处的接触对通过设置关键字 CNOF 模拟过盈配合。螺栓处使用 PRETS 179 预紧单元模拟螺栓的预紧力。对法兰结构左端全部节点施加全位移约束,在法兰结构的右端轴心处建立一节点,与法兰右端所有节点建立刚化区域,轴心处节点施加横向循环载荷。图 1(b)为局部的网格划分。图 1(c)中黄线处为模型中建立接触对的位置。建模中忽略了螺杆与螺母的螺纹特征,并使螺母和螺杆连接成为一个整体。这些特征对螺栓局部的应力分布影响较大,但对法兰整体结构的刚度特性影响可以忽略不计。为了消除瞬态计算过程中法兰结构的惯性力影响,本文施加的简谐载荷频率很低,为 1 Hz。对模型使用完全法瞬态求解,以能够考虑结构的接触非线性因素。

1.2 结构参数对迟滞特性的影响

对于止口过盈量 $\Delta=0.04\text{ mm}$ 的法兰结构模型,本文分别施加简谐载荷幅值 $L_h=5, 10, 15, 20, 25\text{ kN}$,五种载荷情况下的转角-载荷曲线如图

2 所示。从图 2 中可以看出,由于是同一法兰结构,其弯曲刚度发生突变所需要的载荷大小相同。本文把这个使法兰结构弯曲刚度发生突变的载荷值定义为 F_{cr} 。一旦初始加载过程中发生刚度突变,载荷-转角曲线便形成迟滞环。如果载荷幅值较小($L_h=5\text{ kN}$),其初始加载过程中没有发生刚度突变,因此没有产生迟滞环。虽然本文计算没有考虑材料的非线性因素,但考虑了摩擦载荷产生的迟滞非线性影响。由于刚度突变载荷 F_{cr} 相同,这导致迟滞环的宽度相同,且卸载过程的长度也是相同的。

如图 3 所示为止口过盈量不同的五个模型在幅值为 20 kN 简谐载荷作用下的转角-载荷曲线。从图中可以看出,止口过盈量越大,其迟滞环越短粗。这是由于止口过盈量直接影响止口接触面的

接触压力,接触压力越大越不容易发生滑移,其刚度突变载荷 F_{cr} 就越大。同时止口过盈量越大,其产生的转角幅值也越小。当过盈量 $\Delta=0\text{ mm}$ 时,虽然在初始状态其止口接触面没有初始压力,但受力后随着整个法兰结构的变形,其接触面也会形成一定的干涉量,由于接触压力较小,其刚度突变已经不能够明显分辨,其迟滞环近乎为一条直线。而没有止口的法兰结构在简谐载荷作用下其转角-载荷曲线已近乎为一条直线。有止口的法兰结构初始刚度和突变后刚度都比没有止口的法兰结构刚度要大,这是由于止口过盈量越大,止口接触面的切向刚度越大。

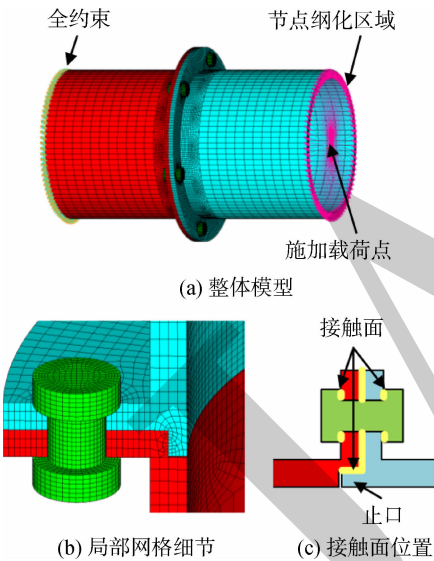


图 1 有限元模型
Fig. 1 Finite element model

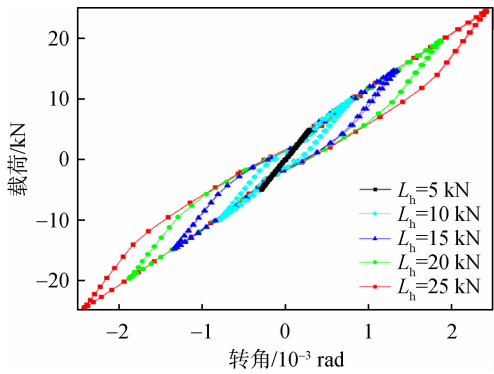


图 2 不同简谐载荷幅值下的转角-载荷曲线
Fig. 2 Rotation angle-loading curves under different harmonic load amplitudes

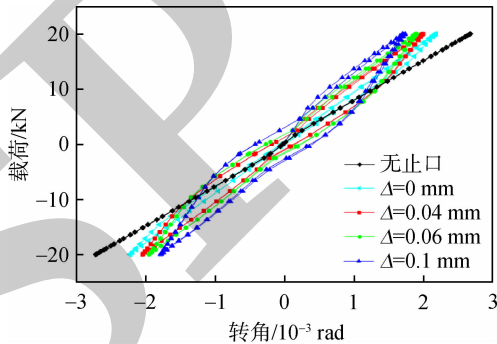


图 3 止口过盈量对迟滞效应的影响
Fig. 3 Influence of snap interference on hysteresis loop

2 带有止口的法兰连接结构简化模型

2.1 简化模型建模

带有止口连接结构的三维实体有限元模型其自由度数量十分庞大,且存在大量的接触单元。即使仅针对其单一模型进行刚度分析也需要大量的计算资源,因此将其应用到完整结构中进行动力学特性分析将耗费十分巨大的计算资源。本文基于止口接触面黏滞与滑移特征建立带有止口的法兰连接结构刚度简化模型,以便能够应用于复杂结构的动力学分析中。

根据结构螺栓数量,把法兰结构划分为若干扇区,本文中模型共划分八个扇区,如图 4(a)所示,如图 4(b)所示为其中一个扇区。

本文提出如下几个假设:

- 1) 结构符合小变形假设,即结构各部分材料属性都在线性范围内。
- 2) 当法兰连接结构发生弯曲变形时,两侧法兰盘仍为平面。
- 3) 相邻的两个扇区之间是独立的,两者之间

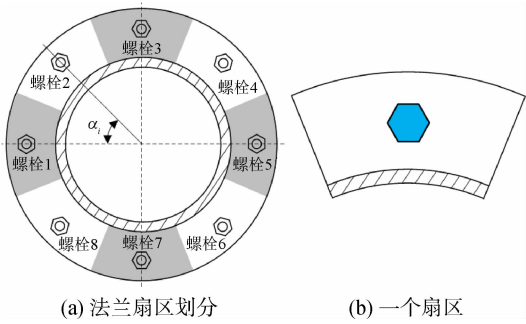


图 4 扇区模型
Fig. 4 Section model

没有力的相互作用。

此外由于法兰连接结构的轴向压缩刚度远大于拉伸刚度,因此各扇区的压缩变形在本文中忽略不计。当法兰连接结构在弯矩的作用下发生弯曲变形时,一部分法兰盘承受压缩的作用;另一部分承受拉伸的作用。因此单个扇区在连接结构发生弯曲时所受的载荷为压缩或拉伸。其中如图 5(a)所示为一个扇区在拉伸载荷 F 作用下的变形位移 δ 。将图 5(a)中上半部分的法兰盘和螺栓的刚度等效为弹簧 k_t ,止口处接触面简化为一个由弹簧和滑块组成的 Jenkins 单元,止口刚度等效为弹簧 k_s ,如图 5(b)所示。

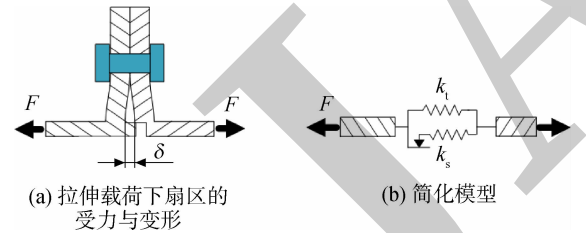


图 5 扇区的简化
Fig. 5 Simply of section

单独分析止口处接触状态,将其简化如图 6(a)所示。其中 P 为接触面间的接触压力; F_s 为止口所受到的拉伸载荷,其大小与止口接触面所受到的摩擦力大小相同,方向相反。当 $F_s < \mu P$ 时,止口接触面处于黏滞状态,止口在拉伸载荷作用下仅发生弹性变形,其中 μ 为接触面摩擦因数;当 $F_s > \mu P$ 时止口接触面将发生滑移。图 6(b)中, ϵ 为止口接触面的滑移位移,弹簧用来模拟止口的弹性变形。

进一步详细分析止口在张开-闭合过程中的状态。如果止口所受拉伸载荷 $F_s > \mu P$,止口上下接触面微元的状态变化如图 7(a)所示。由于止口在安装时,需要经历安装的滑移过程,因此在

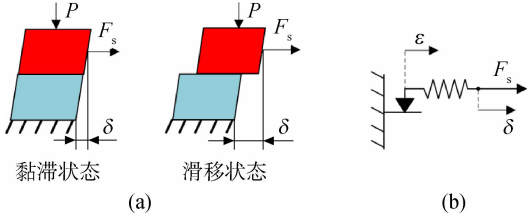


图 6 受力与位移
Fig. 6 Force and displacement

安装结束后止口存在初始的弹性变形。在法兰盘张开时,这部分弹性变形首先得到恢复,进而向张开方向发生弹性变形,然后经历滑移后达到张开最大程度。闭合过程为首先发生弹性变形得到恢复,然后向相反方向发生弹性变形,最后滑移恢复到初始状态。当 $F_s < \mu P$ 时,止口处微元不发生滑移只发生弹性变形。

因此止口所受拉伸载荷为

$$F_s = \begin{cases} k_s (\delta - \epsilon - \delta_c / 2) & k_s |\delta - \epsilon| < 2\mu P \\ \mu P \operatorname{sign}(d\delta / dt) & k_s |\delta - \epsilon| \geq 2\mu P \end{cases} \quad (1)$$

式中 sign 代表符号函数。通过时间推进法可以对止口接触面的摩擦力在时域内进行计算^[18]。如图 7(b)所示为止口所受拉伸载荷在一个完整周期随扇区位移 δ 的变化情况,其中 $\delta_c = 2\mu P / k_s$,为接触面开始滑移时的位移。

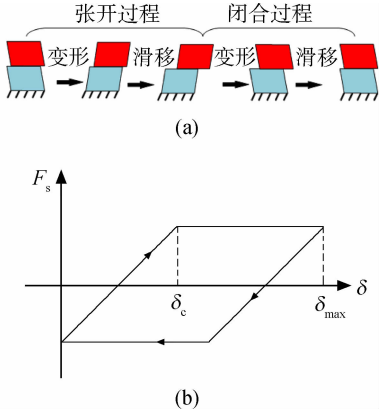


图 7 法兰张开-闭合过程
Fig. 7 Processes of open and close of flange

单个扇区受到的拉伸载荷可以写为

$$F = F_s + k_t \delta \quad (2)$$

当法兰连接结构在大小为 M 的弯矩下发生转角 θ 的变形时,其结构简图如图 8(a)所示,图中规定弯矩和转角以顺时针方向为正,其中最右侧螺栓 5 所在扇区受到压缩的作用,其余扇区受到拉伸的作用。如图 8(b)所示为完整的带有止口法兰连接结构的简化模型。由于转角为正负不同

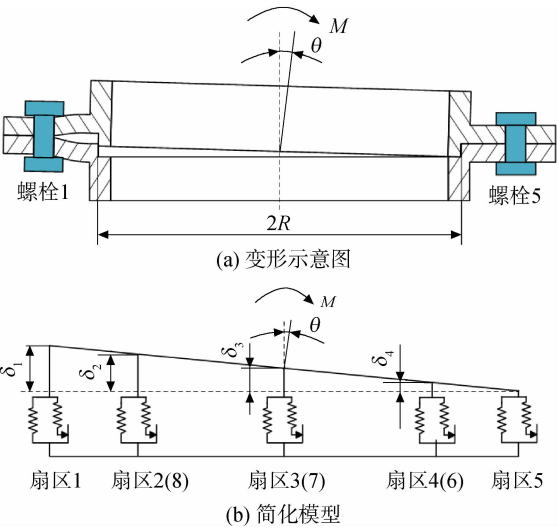


图 8 法兰连接的变形
Fig. 8 Deformation of flange joint

值时,两法兰盘之间张开的形式不同,下面将分别根据其正负值不同进行分别讨论。

当法兰连接结构的转角 θ 为正时,第 i 扇区的位移 δ_i 和转角 θ 的关系可以表示为

$$\delta_i = R\sin\theta(1 + \cos\alpha_i) \approx R\theta(1 + \cos\alpha_i) \quad (3)$$

其中 R 为止口的半径, α_i 为各个扇区中螺栓的位置角,如图 4(a)中所示,其可以表示为

$$\alpha_i = 2\pi(i - 1)/n \quad (4)$$

其中 n 螺栓的总数量。

当法兰连接结构的转角 θ 为负时,第 i 扇区的位移 δ_i 和转角 θ 的关系可以表示为

$$\delta_i = R\sin\theta(\cos\alpha_i - 1) \approx R\theta(\cos\alpha_i - 1) \quad (5)$$

根据在任意时刻的各扇区变形量 δ_i 和变形方向 $d\delta_i/dt$,由式(1)可以计算出该时刻的止口所受到的拉伸载荷 F_{si} ,进而可以由式(2)得到该扇区受到的拉力 F_i 。需要注意的是,由于本文假设了当扇区发生压缩时不发生变形,因此发生压缩的扇区拉力 F_i 不能够直接求出。由于各扇区在轴向的合外力为零

$$\sum_{i=1}^n F_i = 0 \quad (6)$$

因此,图 4(a)中扇区 5 所受的拉力可以用如下式求出:

$$F_5 = -2F_4 - 2F_3 - 2F_2 - F_1 \quad (7)$$

最后可以得到在转角 θ 时法兰连接结构所受到的弯矩为

$$M = \sum_{i=1}^n F_i R \cos\alpha_i \quad (8)$$

简化模型中接触压力和切向刚度不容易通过推导获得,因此本文中通过有限元计算结果得到

接触面的切向刚度和接触压力。所得各模型接触压力和切向刚度值如表 1 所示。

表 1 不同过盈量有限元模型的接触压力和切向刚度
Table 1 Contact pressure and tangential stiffness of finite element model with different interferences

过盈量/mm	接触压力/kN	切向刚度/ 10 ⁷ (N/m)
0	0.18	4.21
0.04	1.61	82.3
0.08	3.16	12.1
0.10	3.98	14.3
0.12	4.76	16.3

2.2 简化模型仿真

如图 9 所示是过盈量 $\Delta=0.04\text{ mm}$ 的法兰连接结构两种模型的转角-弯矩曲线。从图 9 中可以看出,简化模型能够较好模拟三维实体有限元模型的刚度特征,其中有限元模型的转角值去除了法兰两侧圆筒弯曲变形所产生转角的影响。有限元模型的迟滞环两端较粗而中间较细,这是由于随着法兰连接结构的弯曲变形增大,其止口处的接触压力和切向刚度也随之变大,进而影响迟滞环的宽度。而简化模型中接触压力和切向刚度为一个固定值,因此简化模型中迟滞环宽度近乎不变。简化模型在接近零点处有略微波动,这是由于止口初始的弹性变形引起的。

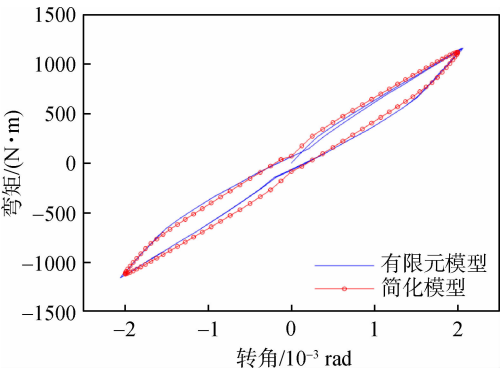


图 9 有限元模型和简化模型的转角-弯矩曲线
Fig. 9 Rotation angle-bending moment curves of finite element model and simplified model

简化模型在不同止口过盈量时的转角-弯矩曲线如图 10 所示。在相同的弯矩载荷作用下止口过盈量越大时,迟滞环的长度越小而宽度越大。其规律基本符合图 5 中三维实体有限元模型的计

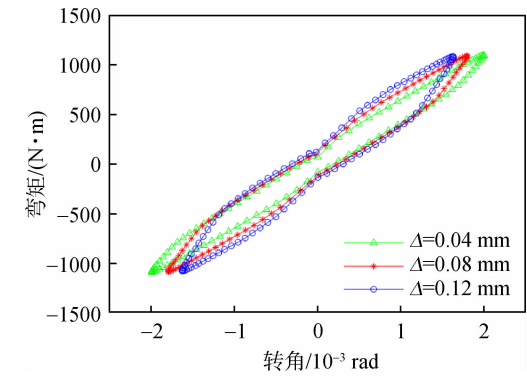


图 10 不同止口过盈量时简化模型的转角-弯矩曲线
Fig. 10 Rotation angle-bending moment curves of simplified models with different snap interferences

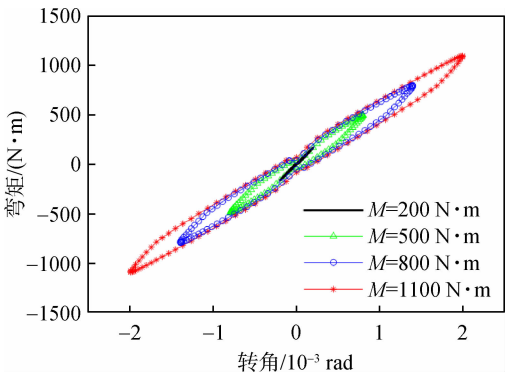


图 12 不同弯矩幅值下简化模型的转角-弯矩曲线
Fig. 12 Rotation angle-bending moment curves of simplified model under different bending moment amplitudes

算结果。

不同止口过盈量简化模型在经历一个周期的弯矩时,其止口不同扇区的滑移情况如图 11 所示。前半周期 1~3 号扇区出现两个滑移阶段,这是由于止口 1、2、3 止口张开程度较大,进而使接触面出现滑移,而 4、5 号扇区由于张开程度较小仅发生了弹性变形。两个滑移持续时间不同,这是由于第二次滑移结束时为正弦载荷处于平衡点的位置,其滑移速度较快。后半周期滑移形式与前半周期相同,只不过此时 4、5 号扇区张开程度较大。比较不同过盈量下的简化模型结果,可以发现随着止口接触面过盈量增大,滑移程度略微减小,这是由于过盈量越大的模型,其接触压力越大,越不容易发生滑移。

如图 12 所示为 0.04 mm 过盈量简化模型在不同的弯矩幅值作用下其转角-弯矩曲线。随着

弯矩的增大,迟滞环的宽度保持不变但长度增加。而当弯矩较小时,止口接触面不发生滑移,其曲线近乎为一条直线。其规律与图 2 中三维实体有限元模型的计算结果相一致。

如图 13 所示,可以明显看出,当弯矩幅值较小时,接触面未发生滑移,随着弯矩幅值的增大,接触面滑移程度逐渐增大。

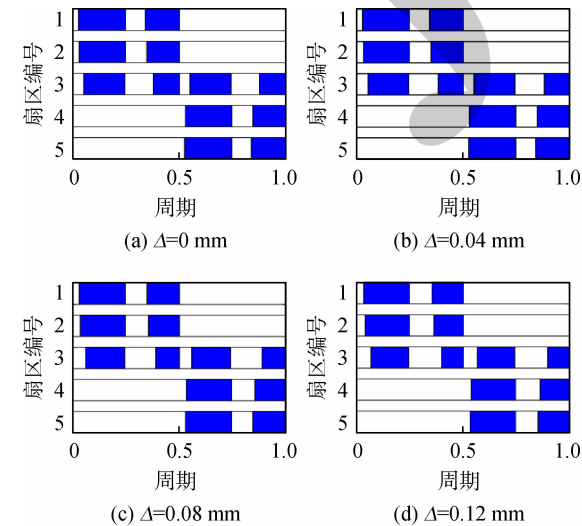


图 11 不同止口过盈量时简化模型一周期内滑移
Fig. 11 Slipping of the simplified models with different snap interferences

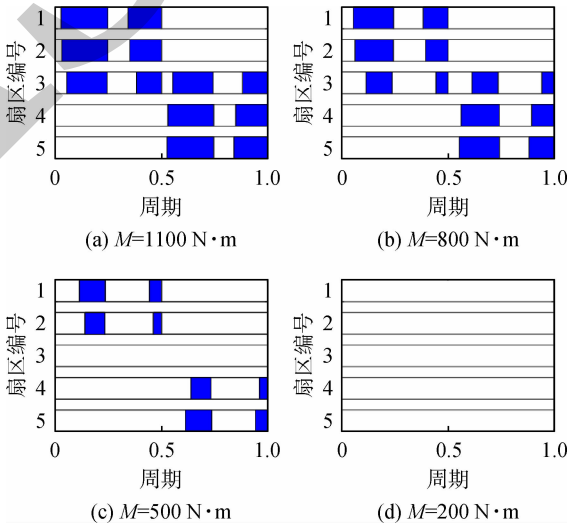


图 13 不同弯矩幅值下止口过盈量为 0.04 mm 简化模型一周期内滑移

Fig. 13 Slipping of the models with 0.04 mm snap interference under different bending moment amplitudes

3 带有简化模型转子结构的稳态响应

为了研究带有止口的法兰连接结构对转子稳态动力学响应的影响,本文以一带有法兰连接的

转子结构为例,分析了其在简谐激励下稳态动力学响应。为了使分析结果具有普适性,本文不考虑转子结构的旋转效应,只作为弯曲梁结构进行分析。模型主要使用梁单元建模如图 14 所示,共 12 个节点,只考虑 X 方向位移和绕 OY 轴旋转的自由度,即模型只在 XOZ 平面内运动。8 号节上附有集中质量模拟圆盘。其中 5、6 号节点之间用以模拟法兰连接结构,两节点之间 X 方向线刚度考虑为线性模型,其刚度设定为 5×10^8 N/m。弯曲刚度考虑为非线性模型,即使用本文中简化模型。

其余各单元长度为 150 mm,圆盘集中质量为 32 kg,梁单元截面为圆环,内径为 60 mm,外径为 61.5 mm,弹性模量为 2.15×10^5 MPa。

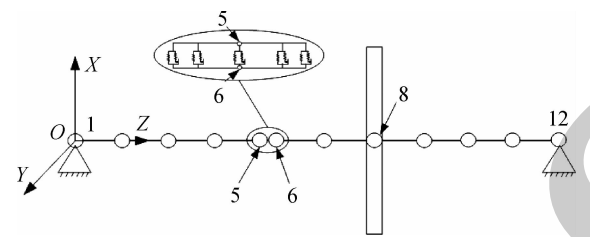


图 14 转子结构简化模型
Fig. 14 Simplified model of rotor

如图 14 所示在结构中 8 号节点施加幅值为 2000 N 的 X 方向简谐激励 F_e ,激励频率范围为 70~100 Hz,在 MATLAB 中使用 Newmark- β 方法对该模型进行计算,得到不同止口过盈量 8 号节点的频响曲线如图 15 所示。从中可以看出,无止口模型响应峰值最大,峰值频率为 84 Hz。对于有止口模型,随着止口过盈量的增大响应峰值逐渐减小,峰值频率略微增大。这是由于止口接触面一旦开始滑移,接触面间的切向刚度便失效,使结构的总体刚度降低。有止口模型刚度大于无止口模型刚度;随着止口过盈量增加,滑移程度依次降低,结构总体刚度的增大;迟滞产生阻尼,具有较好的振动抑制效果。

图 16 为止口过盈量为 0.04 mm 模型在不同幅值的简谐激励下的频响曲线。从图 16 中可以看出,随着激励幅值的减小,响应峰值明显减小,且峰值频率逐渐增大。根据图 13 所示,随着激励幅值的减小,止口所受弯矩减小,导致止口接触的滑移程度逐渐减小,甚至消失,这将使结构的总体刚度增加。相比图 11,激励幅值的减小引起的滑移减小更明显,因此总体刚度增大的更明显,进而引起了显著的峰值频率增加。当激励幅值为 200 N 和 100 N 时,其响应峰值频率近乎相同,由此可

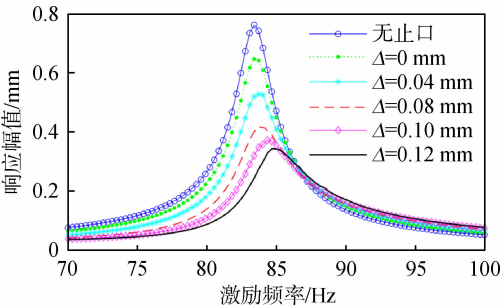


图 15 不同止口过盈量简化模型的频响曲线
Fig. 15 Frequency response curves of simplified models with different snap interferences

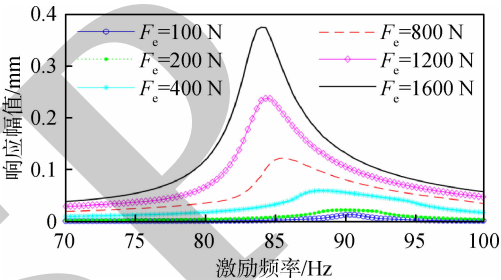


图 16 不同激励幅值下的频响曲线
Fig. 16 Frequency response curves of model under different excitation amplitudes

以认为,激励幅值为 200 N 时止口接触面已经不发生滑移。

表 2 所示为转子结构简化模型不同激励幅值和响应峰值的关系。可以看出随着激励幅值的增加,激励幅值与响应峰值的比值逐渐降低。这是由于随着激励的增大,止口接触面的滑移程度逐渐增加,进而导致总体刚度降低。

表 2 不同激励幅值下的响应峰值		
Table 2 Peak response amplitude under different excitation amplitudes		
激励幅值/N	响应峰值/ 10^{-5} m	(激励幅值/响应峰值)/ 10^6 (N/m)
100	1.24	8.06
200	2.60	7.68
400	5.58	7.17
800	12.0	6.64
1200	24.2	4.96
1600	37.5	4.26

4 结 论

本文通过对带有止口的法兰连接结构进行有

限元分析,并建立其等效简化模型,最后基于简化模型分析了法兰连接结构对转子稳态响应的影响,可以得到以下结论:

1) 由于止口接触面的摩擦,带有止口的法兰连接结构在横向循环载荷作用下,其转角-载荷曲线存在明显的迟滞效应。

2) 本文建立的简化模型能够比较准确地模拟带有止口的法兰连接结构的刚度特征。

3) 止口接触面的滑移能够使转子结构的稳态响应峰值频率增大。随着止口过盈量增加,转子结构响应峰值显著降低。因此具有较好的振动抑制效果。

4) 对于相同的止口过盈量模型,随着激励幅值的增加,其响应峰值频率逐渐减小,且激励幅值与响应峰值的比值逐渐降低。

参考文献:

[1] 姚星宇,王建军. 航空发动机螺栓连接载荷与结构参数对连接刚度影响规律[J]. 推进技术,2017,38(2):424-433.
YAO Xingyu, WANG Jianjun. Effects of load and structure parameters of aeroengine bolted joints on joint stiffness[J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(2): 424-433. (in Chinese)

[2] 姚星宇,王建军. 航空发动机螺栓连接薄层单元建模方法[J]. 北京航空航天大学学报,2015,41(12):2269-2279.
YAO Xingyu, WANG Jianjun. Modeling method of bolted joints of aero-engine based on thinlayer element[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2015, 41(12): 2269-2279. (in Chinese)

[3] LIU Shuguo, MA Yanhong, ZHANG Dayi, et al. Studies on dynamic characteristics of the joint in the aeroengine rotor system[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 29: 120-136.

[4] SCHWINGSHACKL C W, DI MAIO D, SEVER I, et al. Modeling and validation of the nonlinear dynamic behavior of bolted flange joints[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135(12): 122504. 1-122504. 8.

[5] QIN Z, HAN Q, CHU F. Bolt loosening at rotating joint interface and its influence on rotor dynamics[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 59(1): 456-466.

[6] 艾延廷,翟学,王志,等. 法向接触刚度对装配体振动模式影响的研究[J]. 振动与冲击,2012,31(6):171-174.
AI Yanting, ZHAI Xue, WANG Zhi, et al. Investigation on the influences of the normal contact stiffness to assembly's vibration modes[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012,

31(6):171-174. (in Chinese)

[7] YAO X, WANG J, ZHAI X. Research and application of improved thin layer element method of aeroengine bolted joints[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2016, 231(5):823-839.

[8] LUAN Y, GUAN Z, CHENG G, et al. A simplified nonlinear dynamic model for the analysis of pipe structures with bolted flange joints[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(2): 325-344.

[9] WANG C, ZHANG D, ZHU X, et al. Study on the stiffness loss and the dynamic influence on rotor system of the bolted flange joint[C]// ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Dusseldorf, Germany: ASME, 2014: 16-20.

[10] GAUL L, LENZ J. Nonlinear dynamics of structures assembled by bolted joints[J]. Acta Mechanica, 1997, 125(1/2/3/4): 169-181.

[11] QIN Z, YAN S, CHU F. Dynamic characteristics of launch vehicle and spacecraft connected by clamp band[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(10): 2161-2173.

[12] BOGRAD S, REUSS P A, SCHMIDT A, et al. Modeling the dynamics of mechanical joints[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(8): 2801-2826.

[13] OLDFIELD M, OUYANG H, MOTTERSHEAD J. Simplified models of bolted joints under harmonic loading[J]. Computers and Structures, 2005, 84(1/2): 25-33.

[14] OUYANG H, OLDFIELD M, MOTTERSHEAD J. Experimental and theoretical studies of a bolted joint excited by a torsional dynamic load[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, 48(12): 1447-1455.

[15] HUANG F H, ZHANG D C, WANG H, et al. Mechanism and calculation theory of prying force for flexible flange connection[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2017, 132: 97-107.

[16] VAN-LONG H, JEAN-PIERRE J, JEAN-FRANÇOIS D. Behaviour of bolted flange joints in tubular structures under monotonic, repeated and fatigue loadings: I experimental tests[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2013, 85: 1-11.

[17] LIU Y, WANG J, CHEN L. Dynamic characteristics of the flange joint with a snap in aeroengine[J]. The International Journal of Acoustics and Vibration, 2018, 23(2): 168-174.

[18] 李琳,刘久周,李超. 干摩擦阻尼器对宽频多阶次激励减振效果分析[J]. 航空动力学报,2016,31(9):2171-2180.
LI Lin, LIU Jiuzhou, LI Chao. Analysis on damping effect of dry friction damper under wideband multiharmonic excitation[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(9): 2171-2180. (in Chinese)

(编辑:陈 越)