基于疲劳寿命理论的膜盘联轴器型面设计

李 琳 范 雨

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院,北京 100191)

摘 要:区别于传统的基于强度理论的膜盘联轴器型面设计方法,提出了一种基于膜盘联轴器动力学分析和疲劳寿命理论的型面设计方法.建立了分析膜盘联轴器应力及寿命的简化有限元模型,给出了作用在此模型上的边界条件和初始条件,建立了膜盘联轴器动静复合应力分析方法.根据动力学分析的结果,讨论了膜盘联轴器工作时,不同类型的载荷对其疲劳寿命的影响.计算对比了几种典型型面在不同复合载荷作用下的寿命;基于疲劳寿命理论对膜盘联轴器的型面设计给予评价,最后给出各典型型面的适用工况.

关 键 词:膜盘联轴器;型面设计;疲劳寿命分析;复合应力分析

中图分类号:TH 133.2

文献标识码:A **文 章 编 号**:1001-5965(2010)12-1480-05

Molding surface design of membranous disc couplings based on fatigue life analysis

Li Lin Fan Yu

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A membranous disc coupling design method was proposed based on the standpoint of fatigue life analysis, to select and evaluate the molding surface function at a given operating condition. The method of modeling membranous disc in finite element method(FEM) was discussed, and the boundary conditions were derived based on this FEM model. A dynamic analysis method was presented to get the stress caused by complex operating condition. Based on dynamic stress analysis, effects on fatigue life caused by several typical complex operating conditions were given. Fatigue life of three typical membranous disc couplings with different molding surface were compared, and the method of evaluate the design of molding surface of membranous disc coupling by fatigue life analysis was suggested. The corresponding operating conditions of the typical molding surfaces were given.

Key words: flexible coupling; design; fatigue damage; stress analysis

膜盘联轴器是一种以极薄的金属圆盘来传递扭矩的机械装置,近年来以其高度的工作可靠性,不用润滑,无需保养,无噪声,能吸收较大的不对中,可以在恶劣的工作条件下工作,在各种动力装置上得到广泛的应用[1-3].膜盘的型面不仅要在输入轴和输出轴间传递扭矩,还要通过其弹性变形补偿输入轴和输出轴之间的各种位移偏差,因此会在其内部产生较大的应力.选取合适的膜盘型面形式使应力分布均匀、极值降低,以最终提升其使用寿命是膜盘联轴器设计的关键.

传统的设计方法,如文献[2-5]所述,一直停留在静强度分析的基础上.该设计方法不能准确地考察型面设计过程中各因素对疲劳寿命的影响.计算机速度的日益提高和有限元技术的发展,使得直接计算膜盘联轴器在复合工况下的动应力和疲劳寿命成为可能.因此,将疲劳寿命理论引入膜盘联轴器的型面设计是必要的,也是可行的.

本文将首先建立膜盘联轴器动静复合应力的分析方法,在此基础上按疲劳分析理论中的局部应力应变法和名义应力法建立膜盘联轴器的寿命

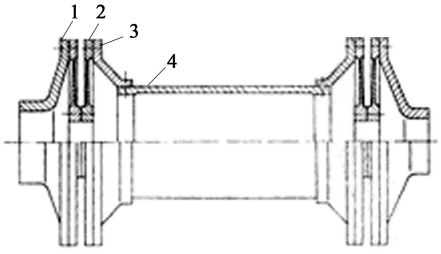
收稿日期:2009-10-28

作者简介:李 琳(1956-),女,河北唐山人,教授,feililin@buaa.edu.cn.

分析方法.分别讨论载荷和材料对膜盘寿命的影响,最后得出各典型型面所适用的工况.

1　膜盘联轴器

膜盘联轴器可以由单个或者多个膜盘组成,在实际使用中,为了同时具有轴向补偿和角向补偿的能力,通常包含两片膜盘,见图 1.



1—连接法兰;2—膜盘;3—斜盘;4—中间轴.

图 1　膜盘联轴器示例

文献[3]提供了 3 种典型的膜盘型面方程,可满足大多数应用场合的补偿和传载需求:

$$d(r)=\frac{\mathrm{const}}{r^n} \tag{1}$$

式中,$d(r)$表示半径 r 处的厚度;r 表示半径.

根据 n 的取值将型面分为 3 类,当 n 取 0,1,2 时的型面分别被称为直线型面、锥形型面和双曲型面.

2　基本工况和静应力分析

膜盘联轴器有 4 种基本工况,分别是传递扭矩、承受旋转产生的离心力、轴向补偿(见图 2)以及角向补偿(见图 3).

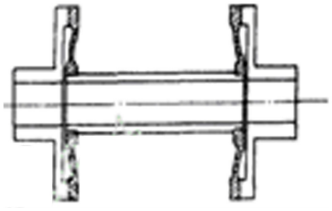


图 2　轴向补偿示意

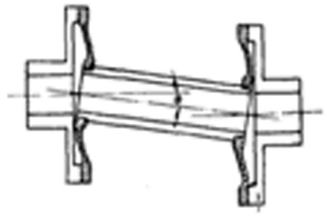


图 3　角向补偿示意

采用有限元方法对上述 4 种工况进行分析时,取单个膜盘为研究对象,将膜盘的内侧面作为相对参考系,则各工况对应的边界条件如式(2)~式(5)在直角坐标系下描述,坐标原点位于膜盘中心,xy 平面与膜盘联轴器轴向垂直,z 方向与轴向平行:

1)轴向补偿(位移边界条件):

$$\left.\begin{aligned} U_z(\text{主动孔边})&=D_z\\ U_z(\text{从动孔边})&=0 \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

2)角向补偿(位移边界条件):

$$\left.\begin{aligned} U(\text{主动孔边})&=\boldsymbol{E}_{\mathrm{S}}\boldsymbol{E}_{\mathrm{D}}(t)(x,y,z)^{\mathrm{T}}\\ U_z(\text{从动孔边})&=0 \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

$$\boldsymbol{E}_{\mathrm{S}}=\begin{bmatrix}1 & 0 & 0\\ 0 & \cos\theta & -\sin\theta\\ 0 & \sin\theta & \cos\theta\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{E}_{\mathrm{D}}(t)=\begin{bmatrix}\cos\omega t & -\sin\omega t & 0\\ \sin\omega t & \cos\omega t & 0\\ 0 & 0 & 1\end{bmatrix}$$

3)扭矩(力边界条件):

$$P(\theta)=\frac{T}{RN}\cos\theta \tag{4}$$

4)离心力(体力):

$$\frac{\mathrm{d}F}{\mathrm{d}V}=\rho\omega^2 r \tag{5}$$

式中,D_z 是轴向补偿量;T 是工作扭矩;R 是承受扭矩的孔中心距离坐标原点的距离;N 是螺栓孔的数量.

$\boldsymbol{E}_{\mathrm{S}}$ 和 $\boldsymbol{E}_{\mathrm{D}}$ 代表 2 次坐标变换,常值矩阵 $\boldsymbol{E}_{\mathrm{S}}$ 表示由角向补偿 θ 引起的位置变换关系,时变矩阵 $\boldsymbol{E}_{\mathrm{D}}$ 表示由于膜盘的旋转所引起的位置变换关系.

实际的膜盘工作于上述载荷同时存在的情形下,因此可以迭加上述边界条件的最大载荷分析膜盘的复合静应力,使用 ANSYS 计算软件,采用 8 节点实体单元,如图 4 所示.

静应力分析表明膜盘的危险点出现在型面部分,而螺栓孔附近的应力、应变都较小,不是强度和寿命的控制区,因此在进行动力学分析以及寿命计算时应主要关注其型面部分.此结果与文献[3]的论述相符,也说明了型面的设计确实是膜盘设计中应当重点考察的方面.基于此对有限元模型进一步简化,忽略孔的存在,只对型面部分准确建模(见图 5),这样可大大减少网格的数目,使得考虑材料非线性的弹塑性瞬态动应力分析具有工程上可以接受的计算时间.

3　动静复合应力分析方法

作为寿命分析的前提,首先应当得到危险点的时间-应力关系.由疲劳寿命理论可知,结构的

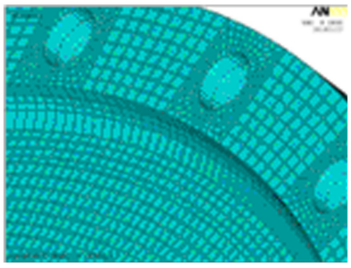


图4 ANSYS网格图

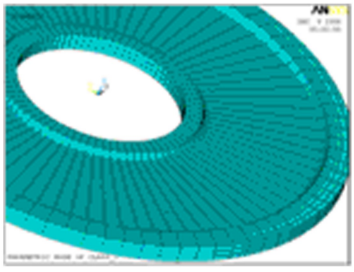


图5 简化的有限元模型

疲劳寿命不仅取决于其应力幅值,还取决于其应力均值.为了同时得到应力均值和幅值,本文采用了瞬态动力学分析方法,其分析步骤为:用第1个载荷步加载初始的角向偏斜,将膜盘"偏斜",作为瞬态响应的初始位移条件.后续的载荷步,按照边界条件随时间变化的规律(见式(3))模拟其旋转.在数值计算中,这构成了带预应力的瞬态动力学分析问题.

按上述分析方法,在膜盘的主动孔边上施加如式(3)所表示的位移激励,经计算和后处理可以得到如图6所示的危险点应力-时间图,应力的峰峰值趋于稳定后,即可将其取为稳态应力峰峰值.

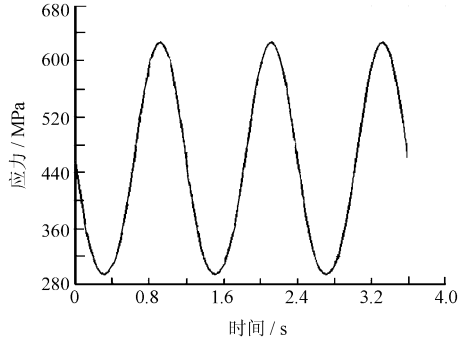


图6 危险点应力-时间关系

4 疲劳寿命理论

由于工作载荷的不同,膜盘联轴器的寿命可能在载荷较小时由高循环疲劳决定,也可能在载荷较大时由低周循环疲劳决定,因此需要应用不同的理论进行分析:对于循环应力水平较低(远低于材料的弹性极限)的情况,本文使用名义应力法描述循环应力幅、平均应力与材料的强度极限和疲劳极限之间的关系,见式(6).

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_N}+\frac{\sigma_m}{\sigma_b}=1 \tag{6}$$

式中,σ_a,σ_m,σ_b,σ_N 分别表示循环应力幅、平均应力、材料的强度极限和疲劳极限.

对于循环应力水平较高(高于材料的弹性极限)的情况,本文使用局部应力应变法进行分析,用SWT修正的Masson-Coffin公式描述应力和寿命的关系:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2}\sigma_{max}=\frac{(\sigma'_f)^2}{E}(2N_f)^{2b}+\sigma'_f\varepsilon'_f(2N_f)^{b+c} \tag{7}$$

式(7)的左边可以近似简化为式(8)的形式,对式(7)可作一个定性的分析:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2}\sigma_{max}=\frac{\Delta\sigma}{2E}\sigma_{max} \tag{8}$$

注意到,式(7)的右侧是关于循环次数的负次幂函数,可知循环次数与循环应力峰值和循环应力幅值的乘积近似成反比,与材料的弹性模量成正比.

式(7)中各参数的意义和获得方法并非本文重点,可参考相关文献(如文献[6-11])取值.在基于有限元方法的寿命分析过程中,首先采用线性理论,得到危险点的大致应力变化范围,由应力-应变迟滞回线方程[7-8]得到危险点的局部应力-应变关系,并使用其上升段作为材料的非线性本构关系再次使用ANSYS进行弹塑性分析,最终得到危险点的应力-时间历程,代入式(7)中进行寿命分析.

5 载荷构成对疲劳寿命的影响

在边界条件的式(2)~式(5)中,只有角向偏斜边界条件(式(2))与时间相关,将产生与时间有关的应力,而其他各种工况都是与时间无关的静态载荷,将产生与时间无关的应力.因此可以说,角向补偿的大小决定了危险点的应力幅值,其他载荷的大小决定了危险点的应力均值.由疲劳寿命的表达式(7)和其近似式(8)可知,疲劳寿命的大小与这两个因素都密切相关,对于同一种膜盘型面,不同形式工况的复合可能造成不同的寿命,因此膜盘型面的设计和选取与其额定工作载荷密切相关.

在文献[1,5]所述的型面设计方法中,已经注意到了这一点,直线型被认为适用于位移补偿较大的场合,双曲型面被认为宜使用在大传递扭矩的场合.本文设置以下3个复合工况,以模拟3种类型的复合工况组成形式:各种补偿和载荷都不

大的情况如表 1 所示,大扭矩的场合如表 2 所示,大角位移补偿的场合如表 3 所示.

表 1　普通应用场合的载荷

参数	轴向补偿/mm	角向补偿/(°)	扭矩/(kN·m)	角速度/(r·min^{-1})
数值	2.2	0.25	4	5000

表 2　大扭矩场合的载荷

参数	轴向补偿/mm	角向补偿/(°)	扭矩/(kN·m)	角速度/(r·min^{-1})
数值	2.2	0.25	16	5000

表 3　大角位移补偿的载荷

参数	轴向补偿/mm	角向补偿/(°)	扭矩/(kN·m)	角速度/(r·min^{-1})
数值	2.2	0.75	4	5000

根据本文提出的应力计算及寿命分析方法,分别计算 3 种典型型面在上述 3 种类型的复合工况下的寿命,为使计算结果具有可比性,使用的算例均具有相同的膜盘外侧型面厚度,使用相同的材料,这样,型面的不同体现在型面内侧厚度的不同和厚度随半径变化的变化方式不同. 寿命分析的结果如表 4～表 6 所示.

表 4　表 1 工况的寿命分析结果

类型	应力幅值/MPa	应力均值/MPa	$\Delta\sigma\cdot\sigma_m$	疲劳寿命/循环次数
直线型	118	444	59354	2.82×10^8
锥形型	120	330	46800	7.01×10^8
双曲型	203	416	108160	2.84×10^8

表 5　表 2 工况的寿命分析结果

类型	应力幅值/MPa	应力均值/MPa	$\Delta\sigma\cdot\sigma_m$	疲劳寿命/循环次数
直线型	48	1069	52464	5.30×10^8
锥形型	66	601	41844	1.07×10^9
双曲型	156	486	87984	6.24×10^7

表 6　表 3 工况的寿命分析结果

类型	应力幅值/MPa	应力均值/MPa	$\Delta\sigma\cdot\sigma_m$	疲劳寿命/循环次数
直线型	330	415	194700	3.23×10^6
锥形型	350	345	182000	1.41×10^7
双曲型	540	430	378000	3.40×10^5

计算结果表明:

1) 对于普通应用场合,从疲劳寿命的观点来评价,双曲型面的劣势突出. 锥形型面的循环应力水平最低,循环幅值也较小,即对于普通复合工况,锥形型面更优;

2) 对于大扭矩的应用场合,直线型面由于其循环水平过高(1069 MPa),超过了强度极限,强度储备不足,一般不会在实际应用中考虑使用;而专门针对大扭矩设计的双曲型面由于有其他补偿造成应力幅值的存在导致其并没有达到其设计目的,相反,锥形型面的寿命比双曲型面寿命高出一个数量级.

3) 对于大位移补偿的应用场合,双曲型面由于产生了过大的应力幅值以至于其疲劳寿命很小,不能在此种工况下长期工作,而在位移补偿方面有优势的直线型面由于有其他补偿的存在并未体现出其增大柔性的设计初衷,在这种大角向补偿的情形下仍然是没有很长的使用寿命.

综上所述,由寿命分析的角度可以看出,在存在不可忽略的角向和轴向补偿的复合工况下,直线型面和双曲型面都不能很好地实现自身的设计目的,而设计时折衷考虑的锥形型面却能很好地在大扭矩、大角位移补偿的场合长期使用.

6　材料对膜盘疲劳寿命的影响

在膜盘型面的设计中,不同弹性模量的材料对其设计寿命也有影响,危险区的应力值与材料密切相关,而在相同应力响应的情况下,弹性模量大的材料将使得结构的疲劳寿命增大.

从对膜盘的静应力分析和文献[2－3]可知,膜盘联轴器的主要损坏区域是型面的内侧或者外侧过渡区,材料的弹性模量越大,危险区的轴向和周向刚度越大,对于位移补偿,会产生更大的应力,而对于力载荷,则会降低其产生的应力,由于膜盘的力载荷都是与时间无关的,因此材料的弹性模量越大,就会在危险区产生越大的应力幅值,越小的应力均值,为了验证定性分析的结果并给出一个定量的结果,本文采用了结构钢和钛合金两种材料,后者的弹性模量是前者的一半,应该更能适应表 3 所示的载荷,结果如表 7 所示.

表 7　选用不同材料膜盘的寿命

材料	循环应变	疲劳寿命
40CrNiMoA	0.00038	6.94×10^7
TC4	0.00022	1.37×10^{14}

由此可以说明选用不同材料对膜盘疲劳寿命的影响(见表 8):由于弹性模量不同的材料造成了结构承载能力和位移补偿能力的不同,从而造成了结构的循环应力水平和循环应力幅值的不同,进一步体现为其疲劳寿命的不同. 如果仅按强度理论来选择材料,对于大位移补偿工况很可能产生适得其反的结果.

表 8　各种因素对危险点应力的影响

设计因素	应力均值	应力幅值

加厚型面内侧	减小	增大
采用小弹性模量的材料	增大	减小

7 结 论

设计膜盘型面的过程就是根据额定工况选择合适的型面函数的过程,本文提出的以疲劳寿命分析结果来评价型面类型的方法可以综合考虑各种载荷构成和使用不同材料对危险点的应力-时间历程带来的影响,说明了仅按强度理论很难准确评价型面设计的原因——型面设计的两个方面(型面的内侧厚度,选用的材料)对决定疲劳寿命的两个因素(应力幅值,应力均值)产生了不同的影响(见表8),不进行定量的计算很难给出准确的结果.

综合上述分析,直线型面适用于小扭矩、小轴向补偿、大角向补偿的场合;锥形型面适用于扭矩、轴向补偿、角向补偿都存在且不可忽略的场合;双曲型面适用于大扭矩、大轴向补偿、小角向补偿的场合.上述结论与参考文献[1－5]基于强度分析给出的结论相比有所推广.由于该方法可以定量地计算出膜盘联轴器的疲劳寿命,因此可以在实际设计中予以更广泛的应用.

参考文献(References)

[1] 毕成武,王浩洪.膜盘联轴节整体强度的有限元分析[J].舰船科学技术,1982(1):8－20
Bi Chengwu, Wang Haohong. Stress analysis of membranous disc coupling based on FEM[J]. Ship Science and Technology, 1982(1):8－20(in Chinese)

[2] 毕成武.膜盘联轴节的设计[J].舰船科学技术,1980(3):27－40
Bi Chengwu. Design of membranous disc coupling [J]. Ship Science and Technology, 1980(3):27－40(in Chinese)

[3] 宣旗,郭会.弹性膜盘联轴器膜盘受力分析与转矩应力关系式的建立[J].机械设计与制造,2004(4):85－87
Xuan Qi, Guo Hui. The mechanics analysis and the twisting stress formula establish of the flexible diaphragm coupling [J]. Machinery Design & Manufacture, 2004(4):85－87(in Chinese)

[4] 龚小明,王顺玉,龚建民.膜盘联轴器力学性能研究与优化设计[J].东南大学学报:自然科学版,1993,23(6):135－138
Gong Xiaoming, Wang Shunyu, Gong Jianmin. Mechanical behavior of the diaphragm-coupling and optimal design[J]. Journal of Southeast University: Natural Science Edition, 1993,23(6):135－138(in Chinese)

[5] 王心丰.挠性膜盘联轴器设计及其优化[J].热能动力工程,1988,3(5):35－41
Wang Xinfeng. The design and optimization of flexible diaphragm coupling[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 1988,3(5):35－41(in Chinese)

[6] Mroz Z. Attempt to describe the behavior of metals under cyclic loads using a more general workhardening model[J]. Acta Mechanica, 1969,7(2/3):199－212

[7] 姜晋庆,张铎.结构弹塑性有限元分析[M].北京:宇航出版社,1990
Jiang Jinqing, Zhang Duo. Method of elastic-plastic finite element analysis for structures [M]. Beijing: Astronautics Press, 1990 (in Chinese)

[8] 吴富民.结构疲劳强度[M].西安:西北工业大学出版社,1985
Wu Fumin. Structural fatigue [M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 1985(in Chinese)

[9] 尚德广,李明,王大康.随机加载下缺口局部应力应变的弹塑性有限元计算[J].机械强度,2001,23(3):332－335
Shang Deguang, Li Ming, Wang Dakang. Calculation of elastic-plastic fem for local stress strain at notch under random loading[J]. Journal of Mechanical Strength, 2001,23(3):332－335(in Chinese)

[10] 靳慧,王力彬,王金诺.弹塑性随机有限元在低周疲劳分析中的应用[J].工程力学,2004,21(3):196－200
Jin Hui, Wang Libin, Wang Jinnuo. The application of elastoplastic stochastic finite element method in low cycle fatigue analysis[J]. Engineering Mechanics, 2004,21(3):196－200(in Chinese)

[11] 赵少汴,局部应力应变法的推广应用[J].机械设计,2000(3):11－13
Zhao Shaobian. Popularization and application of partial stress-strain method[J]. Machine Design, 2000(3):11－13(in Chinese)

(编 辑:张 嵘)