

五 院

○五一～○五二系



目 录

序号	姓 名	职 称	单 位	论 文 题 目	刊物、会议名称	年、卷、期	类 别
1	杨连顺 朱如鹏 曾 英	硕士 正高 硕士	051 051 051	正交面齿轮弯曲应力的分析	机械科学与技术	012005	H
2	刘风永 戴振东	硕士 教授	051 051	纳米有序体系膜分子动力学模拟系统的研究	润滑与密封	010003	J
3	戴振东 王 珉 朱如鹏	正高 正高 正高	051 051 051	Fretting fatigue characteristics of titanium alloy	应用科学学报	011903	H
4	薄玉奎 戴振东	硕士 正高	051 051	高速重载下三种固体润滑膜耐磨性的实验研究	润滑与密封	010001	J
5	薄玉奎 于 敏 戴振东	硕士 中级 正高	051 051 051	Teflon 固体润滑膜摩擦学特性实验研究	润滑与密封	010006	J
6	周 杰 李靖谊	硕士 正高	051 051	复杂薄板零件成形过程数值模拟	集美大学学报(自然科学版)	0106 增刊	J
7	吴 勇 李靖谊	硕士 正高	051 051	钣金零件成形过程的三维数值模拟	集美大学学报(自然科学版)	0106 增刊	J
8	岳 林 刘福强 张令弥	中级 博士 正高	051 013 013	柔性智能桁架结构振动的主动控制方法实验研究	东南大学学报	013106	H
9	岳 林 刘福强	中级 博士	051 013	柔性智能桁架结构的独立模态空间控制方法实验研究	机械科学与技术	012003	H
10	岳 林 张令弥	中级 正高	051 013	基于 LabVIEW 平面的数字抽取滤波器的设计与应用	南京航空航天大学学报	013305	J
11	武志斌 徐鸿钧 肖 冰	博士 正高 中级	052 052 052	磨削弧区强化换热装置的改进	南京航空航天大学学报	013302	J
12	武志斌 肖 冰 徐鸿钧	博士 中级 正高	052 052 052	难加工材料磨削弧区强化换热的研究	航空工程与维修	010001	
13	武志斌 肖 冰 徐鸿钧	博士 中级 正高	052 052 052	单层钎焊金刚石砂轮工艺研究初探	机械设计与制造工程	013001	J
14	武志斌 徐鸿钧 肖 冰	博士 正高 中级	052 052 052	银基钎料钎焊单层金刚石砂轮的试验	焊接学报	012201	H
15	武志斌 徐鸿钧 肖 冰	博士 正高 中级	052 052 052	真空条件下钎焊单层金刚石砂轮的研究	东南大学学报	013102	H
16	武志斌 徐鸿钧 姚正军	博士 正高 副高	052 052 052	钎焊单层金刚石砂轮的现存问题及其对策	焊接学报	012203	H

序号	姓 名	职 称	单 位	论 文 题 目	刊物、会议名称	年、卷、期	类 别
17	武志斌 徐鸿钧 姚正军	博士 正高 副高	052 052 052	高效磨削时磨削热问题的研究	农业机械学报	013204	H
18	武志斌 肖 冰 徐鸿钧	博士 中级 正高	052 052 052	Ni-Cr 合金真空钎焊金刚石砂轮的研究	机械科学与技术	012006	H
19	武志斌 徐鸿钧 肖 冰	博士 正高 中级	052 052 052	Microanalysis of interface between Ni-Cr alloy and diamond (or steel)	Key Engineering Materials	01202-203	H
20	武志斌 徐鸿钧 肖 冰	博士 正高 中级	052 052 052	钎焊单层金刚石砂轮的实验研究	中国机械工程	011212	H
21	武志斌 徐鸿钧 肖 冰	博士 正高 中级	052 052 052	氩气保护条件下钎焊单层金刚石砂轮的研究	航空学报	012206	H
22	王志勇 朱 荻	正高 正高	外校 052	Internet-Based system for remote monitoring of manufacturing operations	ISCA 15 th Int Conf. on Computer & Their Application	2001	
23	徐惠宇 朱 荻 曲宁松	博士 正高 中级	052 052 052	电铸沉积层性能的试验研究	电加工与模具	010001	J
24	徐惠宇 朱 荻 曲宁松	博士 正高 中级	052 052 052	辅助阳极电解孔加工技术研究	新技术新工艺	010005	J
25	朱 荻 曲宁松	正高	052 052	电极平动式电解孔加工技术研究	机械工程学报	013705	H
26	朱 荻 曲宁松	正高 中级	052 052	Improvement of properties of the deposited metal in electroforming by refining crystal grain	2001 年第 13 届国际电加工学会会议	2001	
27	雷卫宁 朱 荻	博士 正高	052 052	微细孔电加工技术	航空精密制造技术	013703	J
28	雷卫宁 曲宁松 徐惠宇 朱 荻	博士 中级 博士 正高	052 052 052 052	纳米晶粒电铸层及其性能研究	中国机械工程学会年会	2001	
29	彭 敏 曲宁松 朱 荻	硕士 中级 正高	052 052 052	不锈钢电解抛光工艺研究	航空精密制造技术	013703	J
30	庄 磊 左敦稳 王 珉	博士 正高 正高	052 052 052	凸轮车削恒切削角恒切削速度研究	机械科学与技术	012005	H
31	庄 磊 左敦稳 王 珉	博士 正高 正高	052 052 052	电子齿轮箱系统的研究与应用	机械设计与制造工程	013002	J
32	庄 磊 左敦稳 王 珉	博士 正高 正高	052 052 052	基于电子齿轮箱传动的多边形截面零件车削	机械设计与制造	010002	J

序号	姓 名	职 称	单 位	论 文 题 目	刊物、会议名称	年、卷、期	类 别
33	赵庆荣 左敦稳 王 珉	硕士 正高 正高	052 052 052	35CrMo 钢内螺纹冷挤压实验研究	江苏机械制造与自动化	010002	
34	陈传飞 左敦稳 王 珉	硕士 正高 正高	052 052 052	基于 X Window/Motif 的图形用户界面软件设计	机械与电子	0100115	J
35	周宗明 左敦稳 王 珉	硕士 正高 正高	052 052 052	温度快速跟踪控制算法的研究与实现	南京航空航天大学学报	013304	J
36	左敦稳	正高	052	磨削温度对金属切除率的影响	第 11 届全国磨削技术学术会议	2001	
37	左敦稳 朱纪军 谢国志	正高 副高 博士后	052 052 052	钎焊磨料的结合性能评价	第 11 届全国磨削技术学术会议	2001	
38	左敦稳	正高	052	Significance of grinding temperature in metal removal	Key Engineering materials	01202/203	H
39	左敦稳 朱纪军 谢国志	正高 副高 博士后	052 052 052	Evaluation for adhesion performance of brazed grains	Key Engineering Materials	01202/203	H
40	苑寅秋 王 珉 左敦稳	博士 正高 正高	052 052 052	面向机电产品的色彩设计专家系统 (CSES) 框架研究	小型微型计算机系统	012203	H
41	薛重德 严荣国 赵国光	副高 硕士 正高	052 052 052	椭圆微驱动电火花加工装置中电极运动的微机控制	航空精密制造技术	013706	J
42	刘正坝 汪 炜 胡建华	正高 中级 博士	052 052 052	Study on application of gap monitoring and fuzzy control for EDM	13 th International Symposium for Electromachining ISEM III	2001	
43	黄国勇 刘正坝 高长水	硕士 正高 副高	052 052 052	电火花放电间隙状态检测模块的技术	中国机械工程学会年会暨第九届全国特种学术年会	2001	
44	谷 安 刘正坝	博士 正高	052 052	数控伺服精度的研究	电加工与模具	010001	J
45	谷 安 刘正坝	博士 正高	052 052	电火花加工的伺服优化	电加工与模具	010006	J
46	张剑峰 黄因慧	博士 正高	052 052	激光快速成形加工中烧结中心轨迹的研究	机械设计与制造工程	010002	J
47	张剑峰 沈以赴 赵剑峰	博士 副高 中级	052 061 052	激光烧结成形金属材料及零件的进展	金属热处理	0126292	H
48	张剑峰 黄因慧 张建华	博士 正高 中级	052 052 052	Ni 基 16Cr4B4Si 粉末激光成形试验研究	应用激光	012104	J
49	赵剑峰	中级	052	基于激光烧结快速成形技术的电火花加工电极快速制备	中国机械工程学会年会暨第九届全国特种加工会议	2001	
50	赵剑峰 李 悦 黄因慧	中级 正高	052 052 052	金属零件渗铜烧结及其放电加工形成	粉末冶金技术	017905	J

序号	姓 名	职 称	单 位	论 文 题 目	刊物、会议名称	年、卷、期	类别
51	赵剑峰 张建华 余承业	中级 中级 正高	052 052 052	激光烧结铸造型壳强度的试验分析	南京航空航天大学学报	013301	J
52	赵剑峰 李 悦 黄因慧	中级 博士 正高	052 052 052	航空发动机整体叶轮快速制造的试验研究	机械科学与技术	012003	H
53	张建华 赵剑峰 余承业	中级 中级 正高	052 052 052	模具模腔的一种快速制造方法	机械科学与技术	012003	H
54	吴安德 黄因慧 王邦峰	博士 正高 博士后	052 052 052	提高电铸局部电沉积速率试验研究	南京航空航天大学学报	013305	J
55	吴安德 黄因慧 张建华	博士 正高 中级	052 052 052	选择性电铸扫描轨迹的研究	电加工与模具	010004	J
56	吴安德 赵剑峰	博士 中级	052 052	喷射式电铸技术研究	中国机械工程学会暨第九届全国特种加工技术学术会议	2001	
57	李景新 黄因慧 沈以赴	博士 正高 副高	052 052 061	纳米材料加工技术	材料科学与工程	011903	H
58	范春华 黄因慧 孙建华	硕士 正高 博士	052 052 052	激光熔覆陶瓷超微粉表面改性	材料开发与应用	011602	J
59	花国然 张建华 赵剑峰	博士 中级 中级	052 052 052	激光燃烧快速成形扫描轨迹生成算法研究	中国机械工程学会暨第九届全国特种加工技术学术年会	2001	
60	徐家文	正高	052	21 世纪电解加工的发展及应用	中国机械工程学会暨第九届全国特种加工技术学术年会	2001	
61	徐家文	正高	052	21 世纪初电解加工的发展和应用	电加工与模具	010006	J
62	钱 密 徐家文	博士 正高	052 052	数控电解加工直纹曲面的误差分析	电加工与模具	010006	J
63	康 敏 朱永伟 徐家文	博士 博士 正高	052 052 052	数控展成电解加工对刀误差对加工精度的影响	制造技术与机床	010011	H
64	康 敏 徐家文	博士 正高	052 052	整体叶轮型面误差检测及数据处理	计量技术	010005	J
65	康 敏 徐家文	博士 正高	052 052	展成电解法精加工整体叶轮的內喷式阴极设计	中国机械工程学会年会暨第九届全国特种加工学术年会	2001	
66	干为民 刘延录 徐家文	博士 正高	052 052 052	整体叶轮叶片型面数控展成电解磨削机床及运动分析	中国机械学术年会暨第九届全国特种加工学术年会	2001	
67	干为民 徐家文 刘延录	博士 正高	052 052 052	数控展成电解磨削整体叶轮叶片的过切误差分析及解决方案	航空精密制造技术	010005	J

序号	姓 名	职 称	单 位	论 文 题 目	刊物、会议名称	年、卷、期	类 别
68	胡平旺 徐家文 朱永伟	博士 正高 博士	052 052 052	整体叶轮展成电解加工多轴联动分析计算	电加工与模具	010005	J
69	朱永伟 徐家文 胡平旺	博士 正高 博士	052 052 052	数控展成电解加工整体叶轮的研究与应用	航空学报	012204	H
70	何 宁 李 亮 王 珉	正高 中级 正高	052 052 052	高速切削难加工材料的切削方程式	国际先进制造技术研讨会 暨中国高校切削与先进制造技术研究会第七届年会	2001	
71	何 宁 武 凯 王志刚	正高 硕士 硕士	052 052 052	Precision machining of thin-walled workpiece by NC compensating deflection	第十届国际精密工程(10th ICPE)	2001	
72	陶 峰 欧阳祖行 刘正坝	中级 正高 正高	052 052 052	微动疲劳寿命估算方法研究	机械设计与制造工程	013006	J
73	肖 冰 徐鸿钧 武志斌	中级 正高 博士	052 052 052	Investigation on Brazing of Single-layer Superabrasive wheel	Key Engineering Materials	01202-203	H
74	黄 辉 徐鸿钧	博士 正高	052 052	Analysis of the polished surface layer on the glossy granite machined by diamond abrasives	Key Engineering Materials	01202-203	H
75	徐鸿钧 傅玉灿 孙方宏	正高 博士 博士	052 052 052	Research on enhancing heat transfer in grinding contact zone with radial water jet impinging cooling	Key Engineering Materials	012002	H
76	肖 冰 武志斌 徐鸿钧	中级 博士 正高	052 052 052	银基钎料钎焊单层金刚石砂轮的研究	金刚石与磨料磨具工程	0112101	J
77	肖 冰 徐鸿钧 武志斌	中级 正高 博士	052 052 052	加 Cr 银基钎料钎焊单层金刚石砂轮的实验研究	南京航空航天大学学报	013301	J
78	肖 冰 徐鸿钧	中级 正高	052 052	Ni-Cr 合金真空单层钎焊金刚石砂轮	焊接学报	012002	H



杨连顺

文章编号:1003-8728(2001)05-0708-02

正交面齿轮弯曲应力的分析

杨连顺,朱如鹏,曾 英

(南京航空航天大学,南京 210016)

摘 要:建立了正交面齿轮的三齿几何模型,形成了相应的有限元分析模型,研究了在不同参数下(如模数、齿数、齿宽)正交面齿轮三齿模型的最大弯曲应力特性。本文考虑面齿轮受载最不利的情况,即在面齿轮的齿顶沿齿宽方向的不同位置加集中载荷,通过有限元分析表明,面齿轮的最大弯曲应力不是在齿根而是在沿齿高方向的中部位置,并随力的作用点向两端移动时最大弯曲应力的位置向齿顶移动。这对于面齿轮传动设计中控制接触点的位置有重要意义。

关 键 词: 齿轮传动;面齿轮;有限元分析;应力

中图分类号: TH132.41

文献标识码: A

面齿轮传动(Face Gear Drive)是一种圆柱齿轮与圆锥齿轮(面齿轮)相啮合的新型齿轮传动,它有许多独特的优点和几何现象^[1,5],国外已在一些重要的传动装置中获得了应用^[2,4]。为了避免传动中的偏载现象,面齿轮传动采用点接触传动。当改变传动参数时,面齿轮传动中的啮合点位置沿齿宽方向会作相应的改变。为了获得较好的弯曲应力特性,需要了解面齿轮弯曲应力随啮合点在齿顶沿齿宽方向改变时的变化规律。而对这一问题的研究还鲜见于文献。

本文研究了正交面齿轮齿顶受载时的弯曲应力特性。建立了正交面齿轮的三齿几何模型,形成了相应的有限元分析模型,获得了正交面齿轮弯曲应力的一些特性。这对于面齿轮传动设计中控制接触点的位置有重要意义。

1 面齿轮齿面的基本方程

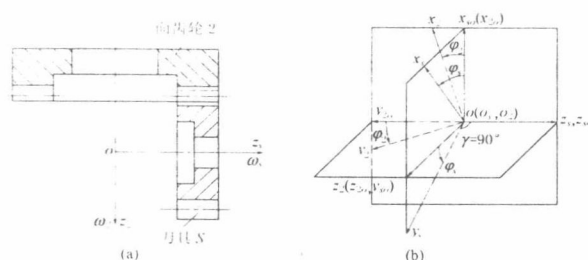


图1 面齿轮加工图

面齿轮2是用直齿渐开线齿轮刀具经范成加工而成,如

图1a所示。图1b表示加工中的4个坐标系。与刀具s和齿轮2一同转动的两个坐标系 $S_1(o_1-x_1y_1z_1)$ 和 $S_2(o_2-x_2y_2z_2)$;刀具s和齿轮2初始位置的2个固定坐标 $S_{w1}(o_1-x_{w1}y_{w1}z_{w1})$ 和 $S_{2w}(o_2-x_{2w}y_{2w}z_{2w})$ 。其中坐标原点 o_1 和 o_2 都在 o 点; z_{w1} 和 z_{w2} 同轴为刀具的转动轴线; z_{2w} 和 z_2 同轴为被加工面齿轮的转动轴线, γ 为两轴的交角, $\gamma = 90^\circ$,即正交面齿轮传动。

如图2所示,刀具渐开线齿面方程为

$$r_s(u_s, \theta_s) = [x_s, y_s, z_s, 1]^T = \begin{bmatrix} \pm r_{bs}[\sin(\theta_{ws} + \theta_s) - \theta_s \cos(\theta_{ws} + \theta_s)] \\ -r_{bs}[\cos(\theta_{ws} + \theta_s) - \theta_s \sin(\theta_{ws} + \theta_s)] \\ u_s \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

齿面的单位法线为 n_s ,

$$n_s = \frac{\partial r_s / \partial \theta_s \times \partial r_s / \partial u_s}{|\partial r_s / \partial \theta_s \times \partial r_s / \partial u_s|} = \begin{bmatrix} \mu \cos(\theta_{ws} + \theta_s) \\ -\sin(\theta_{ws} + \theta_s) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: r_{bs} 为刀具渐开线的基圆半径; u_s 为刀具齿面上一点的轴向参数; θ_s 为刀具渐开线上一点的角度参数。 u_s 和 θ_s 为渐开线齿面的参数,式(1)中的上下符号分别对应于刀具齿槽两侧渐开线 $\gamma-\gamma$ 和 $\beta-\beta$ 。

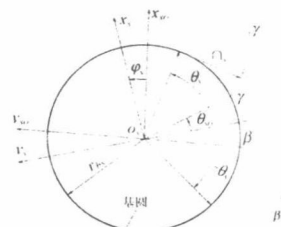


图2 渐开线齿轮参数图

θ_{ws} 由 $\theta_{ws} = \pi/2N_s - \text{inv} \alpha$ 确定,其中 N_s 为刀具齿数, α 为刀具压力角。

$$\begin{cases} r_2(u, \theta, \varphi) = [M_{2s}]r_s(u, \theta) \\ f(u, \theta, \varphi) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$\text{式中: } M_{2s} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2 \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_2 \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_2 & 0 \\ -\cos \varphi_2 \sin \varphi_1 & \sin \varphi_2 \cos \varphi_1 & -\cos \varphi_2 & 0 \\ \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

M_{2s} 是坐标变换矩阵,表示从刀具坐标系向面齿轮坐标系的转换。 $\varphi_2 = \varphi_1^* N_1/N_2$ 。方程 $f(u, \theta, \varphi)$ 由啮合条件 $n_s \cdot v^{*2} = 0$ (v^{*2} 为啮合点的相对速度)确定。从而得到面齿轮的方程为

$$\begin{cases} x_2 = r_{bs}[A \cos \varphi_2 - (\sin \varphi_2 / m_2 \cos \varphi_1)] \\ y_2 = -r_{bs}[A \sin \varphi_2 - (\cos \varphi_2 / m_2 \cos \varphi_1)] \\ z_2 = -r_{bs}B \end{cases} \quad (4)$$

收稿日期:2000-07-11

基金项目:国家自然科学基金(19675005)和航空科学基金(97C2023)资助项目

作者简介:杨连顺(1973-),男(汉),河南,硕士研究生

式中: $A = \sin\varphi_0 \mu \theta, \cos\varphi_0; B = \cos\varphi_0 \pm \theta_s \sin\varphi_0; \varphi_0 = \varphi_i \pm (\varphi_{os} + \theta_s); m_{2s} = 1/m_{12} = N_1/N_2$ 为刀具齿数 N_1 与面齿轮齿数 N_2 的比值, 并且有 $m_{2s} = \omega_2/\omega_s = \varphi_2/\varphi_s$ 。在式(3)中取 θ_s 为刀具齿顶圆处的参数, $\theta_s^* = \sqrt{(r_{as})^2 - (r_{bs})^2}/r_{bs}$, 可得面齿轮齿面的过渡曲面方程为

$$\begin{cases} x_2^* = r_{bs}[A^* \cos\varphi_2 - u_s \sin\varphi_2] \\ y_2^* = -r_{bs}[A^* \sin\varphi_2 + u_s \cos\varphi_2] \\ z_2^* = -r_{bs}B^* \end{cases} \quad (5)$$

式中: A^* 和 B^* 为 $\theta = \theta_s^*$ 时 A 和 B 的值。面齿轮的齿面由式(4)和式(5)确定。

2 面齿轮几何建模

因为面齿轮的齿面是非常复杂的曲面, 直接由面齿轮齿面方程式(4)和式(5)构造完整的轮齿面有困难。为此, 本文采用了如下的方法形成面齿轮的齿面。

首先令式(4)中 y_2 为某一常数 $y_2^{(1)}$, 即

$$y_2(\varphi_i, \theta_i) = y_2^{(1)} \quad (6)$$

由此决定了 φ_i 和 θ_i 之间的关系, $\varphi_i = \varphi_i(\theta_i)$ 。根据啮合条件可求得 θ_i 的范围, 对其取 n 个离散值 $\theta_i^{(1..n)}$ ($i = 1, 2, \dots, n$), 可由式(6)解得 $\varphi_i^{(1..n)}$ 代入(4)中可求出坐标 $(x_2^{(1..n)}, y_2^{(1)}, z_2^{(1..n)})$ ($i = 1, 2, \dots, n$), 将这些点构成一条曲线 $L^{(1)}$ 。同样地, y_2 取 $y_2^{(2)}, y_2^{(3)}, \dots, y_2^{(m)}$ 。可得到曲线 $L^{(2)}, L^{(3)}, \dots, L^{(m)}$ 。最后由这 m 条曲线构造面齿轮的齿面。

对于由式(5)确定的面齿轮齿面(过渡曲面)的形成方法与上述类似。最终形成的面齿轮的三齿几何模型如图3所示。

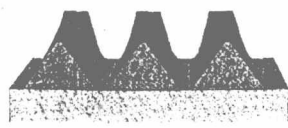


图3 面齿轮三齿几何模型图

3 面齿轮的有限元分析模型

在建立面齿轮的有限元分析模型时, 要解决选择适当类型的单元、边界条件和力作用点的位置等问题。

在对面齿轮的分析模型作离散化处理时, 采用了四面体单元。经多次试算后, 发现单元棱长在 $1.0 \sim 2.0$ mm 之间时, 有限元分析的结果趋于收敛。所以在以下的分析中, 取单元棱长为 1.5 mm。

与其它类型的齿轮传动类似, 面齿轮传动的啮合点在齿面上是移动的, 也即齿面上力作用点的位置是变化的, 同时还有重合度效应。因此, 在传动中, 面齿轮轮齿的弯曲应力是变化的。本文考虑受力最不利的情况, 即面齿轮齿顶受力。对于面齿轮传动来说, 通过改变参数, 可以使齿面啮合点沿齿长方向改变, 相应地弯曲应力的特性也随着改变。为了获得较好的弯曲应力特性, 需要了解作用点沿齿长方向改变时, 弯曲应力的变化规律。因此, 分析中在齿顶处沿齿长方向取一些离散点作为力的作用点, 力的作用方向是沿齿面的法线方向。齿面的法线方向可根据面齿轮的加工原理求出, 即由刀具的法线经坐标转换得到。

对面齿轮所加的边界约束是三齿模型的底面和2个侧面限制各个面上的法向位移。面齿轮材料的弹性模量取 2.06×10^5 MPa, 泊松比为 0.3 。

最后得到面齿轮的有限元分析模型, 如图4所示。其中节点数为 9526 , 四面体单元数为 46561 。



图4 面齿轮有限元模型图

4 计算结果与讨论

典型的面齿轮弯曲应力等高线图如图5a, 5b所示。图5a是 $m = 5, z = 90, b = 35$, 力的作用点在距小端 0 mm 处的最大弯曲应力等高线图。图5b是 $m = 5, z = 90, b = 35$, 力的作用点在距小端 14 mm 处的最大弯曲应力等高线图。

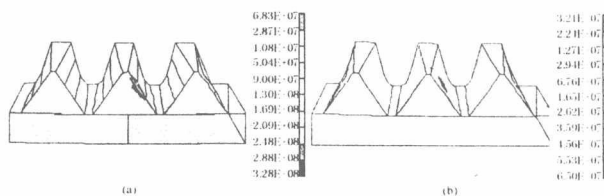


图5 面齿轮三齿几何模型图

从图5中可见, 弯曲应力最大的位置: 在齿高方向的中部齿面上; 并在齿长方向随力作用点的位置向两端变化时, 相应地向齿顶移动。

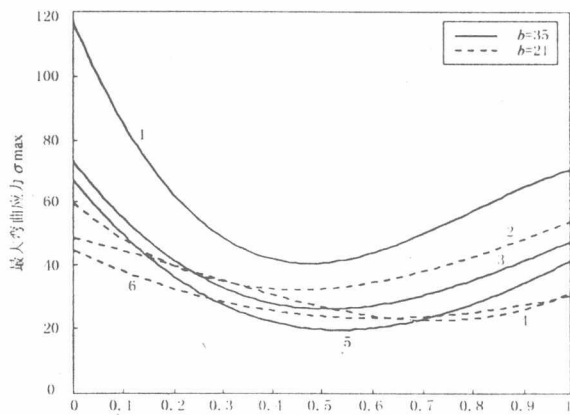


图6 面齿轮最大弯曲应力沿齿宽方向变化示意图

图6给出了几组正交面齿轮传动中, 最大弯曲应力随力作用点位置改变而变化的曲线。图6中 x/b 表示力作用点的相对位置, b 为齿宽, x 为力作用点距小端的距离。分析计算结果可得如下结论:

(1) 面齿轮的最大弯曲应力值不在齿根而在齿高的中间位置。这是由于面齿轮轮齿从齿顶到齿根其齿厚逐渐增加, 在齿根处的抗弯模量最大, 故最大弯曲应力不在齿根部位。(2) 当外载荷作用点向轮齿的两端移动时, 最大弯曲应力的位置也会相应地向两端移动, 并伴随沿齿高向齿顶移动的趋势, 最大弯曲应力的数值也随之增大。这是由于偏载引起的。

(下转第713页)

$$f_{yy} = \frac{\sqrt{K_y}}{2\pi} \left[\frac{k_y + 0.5C_z(x_1^2 + x_2^2)}{J_y} + \frac{C_z}{m} - \sqrt{\left(\frac{k_y + 0.5C_z(x_1^2 + x_2^2)}{J_y} - \frac{C_z}{m} \right)^2 + \frac{C_z^2 x_1^2 x_2^2}{mJ_y}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

绕 z 轴旋转固有频率

$$f_{zz} = \frac{\sqrt{K_z}}{2\pi} \left[\frac{k_z + 0.5C_y(x_1^2 + x_2^2)}{J_z} + \frac{C_y}{m} - \sqrt{\left(\frac{k_z + 0.5C_y(x_1^2 + x_2^2)}{J_z} - \frac{C_y}{m} \right)^2 + \frac{C_y^2 x_1^2 x_2^2}{mJ_z}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

式(2)~(7)中: C_x, C_y, C_z 分别为轴向总刚度和径向总刚度; k_x, k_y 和 k_z 分别为相对于 x, y 和 z 的扭转刚度; m 为主机等效质量; J_x, J_y 和 J_z 分别是相对于重心的纵轴、横轴及垂直轴机械体的惯性矩, x_1, x_2 为动力装置重心坐标, 各参数的含义与实际隔振器件参数对应, 这里不赘述。

据此进行了分析计算, 分析结果如图 2、3 所示。图 2 表示偏置角对系统固有特性的影响, 从图 2 中可以发现除沿 x 轴振动的固有频率外, 其余自由度的固有频率都随偏置角的增大而增大, 其中绕 x 轴扭转振动的频率增大最快, 沿 x 轴振动的固有频率先有所增大, 随后又开始下降, 据此工程设计时必须综合权衡偏置角的影响。图 3 对应于隔振材料硬度的影响, 系统固有振动频率与硬度呈线性变化, 其中对沿 x 轴向振动频率影响最大, 工程设计中必须考虑温度和不均匀等因素对系统特性的影响。

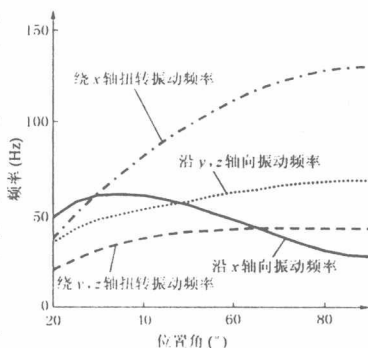


图 2 偏置角对系统固有频率的影响

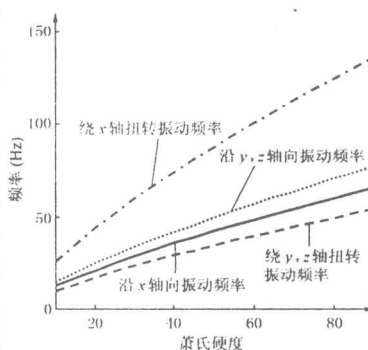


图 3 材料肖氏硬度对系统固有频率的影响

2 系统隔振性能统计能量分析

针对所关心的高频隔振性能, 可以建立如图 4 所示统计能量分析模型, 子结构 1 代表安装机座, 子结构 2 代表动力装置。根据图 4 所示的模型, 可以建立修正的统计能量分析能量平衡方程^[2~3], 即



图 4 统计能量分析模型

$$\begin{cases} P_1 = \omega(\eta_1 + \eta_{12})E_1 - \omega\eta_{12}E_2 \\ P_2 = \omega(\eta_2 + \eta_{21})E_2 - \omega\eta_{21}E_1 \end{cases} \quad (8)$$

式中: P_1, P_2 为输入到系统的能量, 其中 $P_1 = 0$; E_1, E_2 为结构 1 和 2 的振动能量; $\eta_1, \eta_2, \eta_{12}, \eta_{21}$ 分别为结构 1 和 2 的内损耗因子及耦合损耗因子; ω 为分析圆频率。

表 1 为采用统计能量分析方法得到了系统 5~8 kHz 频率段隔振性能分析结果。

表 1 动力装置隔振效果分析结果

分析频率	5 kHz	6.3 kHz	8 kHz
分析结果	6.4 dB	8.6 dB	12.3 dB
测试数据	6.1 dB	8.4 dB	12.5 dB

3 结果讨论

将计算结果与实验数据进行了对比分析, 见表 1, 预测数据与实验数据吻合较好, 表明采用本文的分析方法所得到的结果是正确的。

[参考文献]

- [1] 严济宽. 机械振动隔离技术[M]. 上海科学技术出版社, 1986 年
- [2] 孙进才等. 修正的统计能量平衡方程[J]. 声学学报, 1996, 21(4), 539~548
- [3] 孙进才等. 统计能量分析(SEA)研究的新进展[J]. 自然科学进展, 1998, 8(2), 129~136

(上接第 709 页)

[参考文献]

- [1] 朱如鹏等. 面齿轮传动的特点及啮合原理[A]. 中国航空学会第九届机械动力传输学术会议论文[C], 1998
- [2] Litvin F L, et al. Bossler R B. Application of Face-Gear Drives in Helicopter Transmissions [J]. Transaction of the ASME, Journal of Mechanical Design, 1994, 116: 672~676
- [3] Litvin F L, et al. Design and Geometry of Face-gear Drive [J]. Transaction of the ASME, Journal of Mechanical Design, 1992, 114: 642~647
- [4] Handschuh R F. Experimental Testing of Prototype Face Gears for Helicopter Transmissions [R]. NASA TM - 105434, 1992
- [5] 曾英等. 正交面齿轮啮合点的计算机仿真[J]. 南京航空航天大学学报, 1999, 31(6): 644~649

纳米有序体系膜分子动力学模拟系统的研究

刘风永 戴振东

(南京航空航天大学机电工程学院 南京 210016)

摘要: 纳米有序体系膜(超薄膜即膜厚趋于分子量级)^[5]的摩擦特性与宏观薄膜有很大的不同,但与纳米有序膜的微观结构有密切的关系。利用分子动力学模拟方法可以研究超薄膜(纳米有序体系膜)宏观特性,本文主要研究了用 VC++6.0 与 OpenGL 结合模拟纳米有序膜的微观运动状态和特性,模拟纳米有序膜的失效机理,显示分子膜结构的变化对分子膜摩擦力的影响。同时,纳米有序膜系统中的能量损失也可得到。

关键词: 纳米有序膜(直链烷烃) 分子动力学模拟(计算机模拟) VC++6.0 OpenGL

Study on Molecular Dynamics Simulation System of Nano-Langmuir-Blodgett Film

Liu Fengyong Dai Zhendong

(Department of Mechanic Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, 210016)

Abstract: The properties of the Nano-LB film (the ultra-thin film) are distinctly different from that of the macro thin film. The method of molecular dynamics simulation plays a key role in studying both microstructure and macro properties of the ultra thin film. Computer simulations of atomic process based on VC and OpenGL often provide a valuable method for interpreting experimental results, simulating micromotions of ultra-thin film, analyzing characteristics of ultra-thin film and explaining new phenomena. The simulations suggest, however, that these changes in microstructure have effect on the friction properties of ultra-thin film. Also, the mode of energy dissipation in this system is examined.

Keywords: Ultra-thin Film Computer Simulation VC++6.0 OpenGL

信息技术和微型机械是广泛看好的下一世纪的朝阳产业,读写部件和微型机械中的运动副的润滑和磨损问题,将是决定这些设备寿命和可靠性的关键。上述情况下摩擦副间的有效润滑膜是纳米级的,无法用常规润滑解决。分子有序排列的 LB 膜和自组装膜将是目前已知最有可能满足上述要求的润滑技术。

在工业润滑领域,边界润滑是有效的最后屏障。实验研究表明润滑剂在高压边界润滑条件下,会表现出凝聚态所具有的性能,而润滑剂在摩擦副表面的吸附也有助于润滑剂获得有序结构。对直链吸附膜的宏观摩擦学实验揭示,在较大范围内,摩擦系数和磨损率随吸附物碳原子数的增加而减少,这一现象尚没有理论模型解释。对标准粘度液、液体石蜡和 10 号矿物油的实验发现,两表面相对速度为零时,最小油膜厚度不为零,而是取决于吸附膜的状况,这种结果无法用经典的润滑理论解释。研究表明:在超薄油膜时,润滑膜分子的结构比无序的流体膜稳定。吸附分子是多层膜,其有序度在愈靠近表面的地方愈好。有序吸附膜按形成方式可以分为人工制备,如 LB 膜和自组装膜和在摩擦作用下自然形成两种。研究表明该层膜具有二维晶体的性质,为准固态结构。

从摩擦学的学科发展看,纳米有序膜的研究是我们认识边界润滑机理,获得宏观和微观统一,统计力学和连续介质力学兼容的摩擦学理论的桥梁。

随着计算机技术的快速发展,过去几年在摩擦磨损的分子动力学模拟方面取得了很大的进展。一般实验和理论计算方法,都很难直接分析纳米有序膜的微观结构,分子动力学模拟方法(Molecular Dynamics Simulation, MD)则克服这种局限,它通过对系统粒子的数值求解,获得宏观物理特征,建立了一座宏观与微观世界的桥梁^[3]。

1 分子动力学模拟方法^{[1][2]}

分子动力学模拟方法的基本原理是:建立一个粒子系统来模拟所研究的微观对象,系统中各粒子之间根据量子力学来确定。对于符合经典牛顿力学规律的大量粒子系统,通过粒子动力学方程组的数值求解,决定各粒子在相空间的运动规律和轨迹,然后按照统计物理原理得出该系统相应的宏观物理特性。

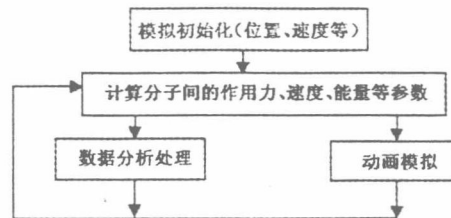


图 1

分子动力学模拟方法就是一种“计算机实验”:通过对大量微观粒子方程数值求解,获得粒子在空间(位置,速度等)的运动轨迹后,应用统计力学原理,《润滑与密封》

获是宏观物理特征,用计算机模拟,处理及控制其运动状态,特性及参数,实现人机交换。

分子动力学模拟流程图如图1所示。

(1) 基本方程

由统计物理可知,对于一个由大量粒子组成的物理系统,其宏观特性是这些粒子运动状态的综合反映。因此,分子动力学模拟的核心问题就是要计算所有粒子的运动规律和轨迹,计算中根据以下基本假设。

- 1) 所有粒子的运动都遵循经典牛顿力学规律;
- 2) 粒子之间的相互作用满足叠加原理。

空间的分子结构采用球簧分子模型,把分子视为一个球,球与球之间用弹簧连接,其作用势^[4]为:

$$U_b(r) = \frac{1}{2} k \cdot (r - l_0)^2 \quad (1)$$

其中 l_0 表示键长, r 是分子间距离, k 为弹簧常数。

分子间的原子的作用采用 Lenard - Jones 势函数^{[3][6]}:

$$\begin{cases} U_f = 4\epsilon_f \left[\left(\frac{\sigma_f}{r} \right)^{12} - \left(\frac{\sigma_f}{r} \right)^6 \right] & r \leq r_c \\ U_f = 0 & r > r_c \end{cases} \quad (2)$$

其中, σ_f 为作用距离常数, ϵ_f 是能量常数。截断半径 $r_c = 2^{1/6} \sigma_f$, 超过截断半径,分子间作用力可忽略不及,然后由物理系统的力学原理可得:

$$r_{ij} = r_i - r_j \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3)$$

$$F_i = \sum_j F_{ij} \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (4)$$

$$F_{ij} = -F_{ji} = \frac{\partial u_{ij}(r_{ij})}{\partial r_{ij}} \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (5)$$

其中, r_i 是第 i 个分子的位置矢量, m_i 为其质量, U_{ij} 为 i 分子与 j 分子间的作用势函数, F_i 是 i 分子上作用力, F_{ij} 是 i 分子对 j 分子的作用力。

(2) 求解方法

选择适当的原点,建立坐标系,使得空间中第 i 个分子点的坐标 $P(X_i, Y_i, Z_i)$ 为:

$$X_i = i * a; Y_i = i * a; Z_i = i * b; \quad (6)$$

其中 a 为空间中相邻吸附分子之间的距离, b 为吸附分子主链原子间距。

利用公式 (1) (2) (3) (4) (5) 求得各分子的力、速度、能量。

根据给定的边界条件和初值,求解方程组 (1 ~ 5), 即可求得各个粒子在 $6n$ 维相空间的运动轨迹,然后再由统计理论得到该物理系统的宏观特性。

在分子动力学模拟中,通常采用两类算法,即 Gear 预测校正算法和 Verlet 算法^[3], Gear 算法的精度

一般比 Verlet 算法高,但其占用内存较大,且对计算机模拟编程不如 Verlet 方法方便。所以,目前对链状分子的模拟一般采用 Verlet 算法, Verlet 算法简化后表示如下:

$$r_i(t + \delta_t) = r_i(t) + V_i(t) * \delta_t + (\delta_t)^2 * a_i / 2 \quad (7)$$

$$V_i(t + \delta_t) = V_i(t) + \delta_t * [a_i(t) + a_i(t + \delta_t)] / 2 \quad (8)$$

其中, V_i 为第 i 个分子的速度矢量, a_i 为第 i 个分子的加速度矢量, δ_t 为时间步长。

为了克服计算非常耗费机时的困难,采用截断半径方法,即超过截断半径时,分子间的相互作用力可忽略不计(近似为 0)。

2 计算机模拟

采用一般的方法对分子动力学模拟的结果进行描述时,往往缺乏直观性,因此,利用计算机模拟分子受力后的运动状态,实现面向对象的人机交换控制,输入输出参数,处理和分析计算结果,对运动状态进行三维动画处理,从而了解分子薄膜的微结构的动静态特性。

利用 VC^[7] 的强大功能,实现分子动力学模拟结果的计算、分析和处理,同时实现人机界面,便于输入,输出及控制参数(力,位置,速度,时间等变量),也使结果直观化。

利用 OpenGL(图形硬件的软件接口)软件工具^[8],将模拟结果进行转化后,实现了结果的动画演示。图 2 为动画过程中的一帧。

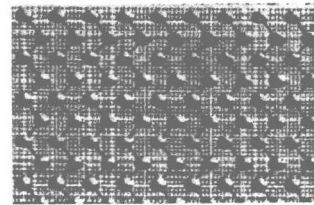


图 2

利用 VC 和 OpenGL 结合,对分子动力学模拟的结果进行可视化处理,便于人机控制和模拟纳米有序膜的承载能力及失效状态和机理。

3 纳米有序膜的静态微观结构

固定下壁面不动,通过上述的算法使系统达到平衡状态,就可以求得系统的静态特性。由于分子动力学模拟可以计算出每个粒子的位置及速度。所以,通过这些结果进行适当的分析,就可以获得静态下纳米有序膜的微观结构信息。

4 结论

通过分子动力学模拟获得单分子有序体系 LB 膜失效机理。

(下转第 10 页)

热传导系数 $k_1 = k_2 = 46 \text{ J/sK}$, 油膜比热容 $C_p = 2000 \text{ Nm/kgK}$, 两接触体比热容 $c_1 = c_2 = 470 \text{ Nm/kgK}$, 润滑油入口粘度 $\eta_0 = 0.08 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, 润滑油入口密度 $\rho_0 = 870 \text{ kg/m}^3$, 两接触体密度 $\rho_1 = \rho_2 = 7850 \text{ kg/m}^3$, 环境温度 $\theta_0 = 313 \text{ K}$, 初始极限剪切强度 $\tau_{L0} = 1.1 \times 10^7 \text{ Pa}$, 比例常数 $\gamma = 0.06$, 润滑油粘温系数 $S_0 = 1.1$, 润滑油密温系数 $B_3 = 0.00065 \text{ K}^{-1}$, 无量纲载荷 $W = 2.0 \times 10^{-5}$, 无量纲速度 $U = 1.0 \times 10^{-11}$ 。计算结果表明, 极限剪切状态对流变弹流润滑的油膜形状、压力分布和温度场虽有一定的影响, 但传统的流变热弹流数值分析结果相比变化不明显, 而剪应力曲线却完全不同。图2、图3分别为等温和热弹流条件下, 上、下两接触体表面在不同滑滚比 S 时的剪应力分布曲线。当滑滚比足够大时, 按等温条件计算的剪应力, 在弹流接触中心区域的上、下两表面上均可超过极限剪切强度(图2), 因此在剪应力分布曲线的顶端被削平使其等于极限剪切强度。考虑热效应以后, 剪应力有所减小(图3), 在本文的计算参数条件下, 剪应力小于极限剪切强度, 此时的 Evans-Johnson 模型又隶属于区域0 (Eyring 模型)。从图2可以看出, 等温条件下的剪应力随滑滚比 S 的增大是增大的, 虽然达到

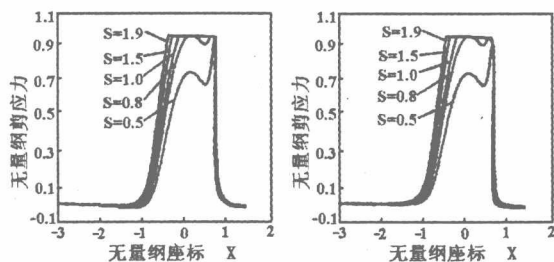


图2 等温弹流条件下油膜表面剪应力分布

极限剪切强度后即受到限制而变为定值。但考虑热效应以后, 滑滚比足够大时, 剪应力会随滑滚比的增大而减小, 这是热效应引起润滑油粘度、密度降低所致,

此时 Hertz 接触区内的剪应力分布出现很大波动, 这是粘压、粘温效应综合影响的结果。

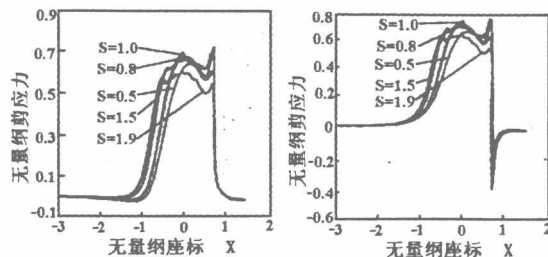


图3 热弹流条件下油膜表面剪应力分布

5 结论

本文导出了考虑润滑油粘性流动和塑性流动状态的线接触流变弹流 Reynolds 方程, 该方程以 Evans-Johnson 流变模型为基础, 可用于流变热弹性流体动力润滑研究。通过实例计算表明, 润滑油的流变特性对弹流润滑的油膜形状和压力分布影响不大, 但对 Hertz 接触区的剪应力分布有显著影响, 从而会影响摩擦牵引力曲线。

参考文献

- [1] Jacobson B. O. Hamrock B. J., Non-Newtonian Fluid Model incorporated into Elastohydrodynamic Lubrication of Rectangular Contacts, ASME, Journal of Tribology, 1984, 106: 275 ~ 284.
- [2] Johnson K. L. Tevaarwerk J. L., Shear Behaviour of Elastohydrodynamic Oil Films, Proc. R. Soc. Series A, 1977, 356: 215 ~ 236.
- [3] Bair S., Winer W. O., Shear Strength Measurements of Lubricants at High Pressure, ASME Journal of Lubrication Technology, 1979, 101: 251 ~ 257.
- [4] Evans C. R., Johnson K. L., The Rheological Properties of Elastohydrodynamic Lubricants, Proc. Instn. Mech. Engrs., 1986, 200 (c50): 303 ~ 312.
- [5] 葛培琪, 流变热弹流润滑的数值分析及油膜厚度测试, 哈尔滨工业大学博士学位论文, 1997.
- [6] 杨沛然, 流体润滑数值分析, 北京: 防工业出版社, 1998.

(上接第17页)

LB膜的失效破坏主要是在于外力的作用下, 产生的水平方向力导致LB膜有序性破坏。

研究润滑剂碳链长度等分子结构参数与有序膜动、静态承载能力的关系, 为微型机械用润滑材料的选择提供支持。

研究压头形状与有序膜承载能力的关系, 为微型机械摩擦副的表面设计提供支持。

参考文献

- [1] Molecular dynamics simulations of friction in self-assembled monolayers, Kenneth J. Tupper, Donald W. Brenner, Thin Solid Films, 253 (1994), 185 ~ 189.
- [2] Judith A. Harrison, Steven J. Stuart and Donald W. Brenner,

Atomic-Scale Simulation of Tribological and Related Phenomena, 527 ~ 535.

- [3] 温诗铸, 纳米摩擦学, 北京: 清华大学出版社, 1998, 60 ~ 79.
- [4] 邹鲲, 胡元中, 温诗铸, 薄膜流变与微观结构关系的分子动力学模拟, 摩擦学进展, 1998 (2): 27 ~ 32.
- [5] 薛群基, 张军, 分子有序体系超薄膜及其在摩擦学中的应用, 沈阳: 辽宁科学技术出版社, 1996, 1 ~ 29.
- [6] 朱正和, 俞华根, 分子结构与分子势能函数, 北京: 科学技术出版社, 1996, 19 ~ 21.
- [7] [美] David J. Kruglinski 著, 潘爱民, 王国印译, Visual C++ 技术内幕 (第四版), 北京: 清华大学出版社, 1999, 89 ~ 141.
- [8] 向世明, OpenGL 编程与实例, 电子工业出版社, 1999, 82 ~ 173.

Article ID: 0255-8297(2001)03-0277-06

Fretting Fatigue Characteristics of Titanium Alloy at Elevated Temperature Under Complex Loads

DAI Zhen-dong, WANG Min, ZHU Ru-peng, PAN Sheng-cai

(Department of Mechanical Engineering, Nanjing University of
Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The effects of the various parameters on the fretting fatigue life and the fretting friction coefficient for a contact pair of titanium alloy and stainless steel are experimentally studied at the room and elevated temperature. The test results show that fretting fatigue life heavily declines at low tensile stresses, and its greatest decrease corresponds to the contact pressure at which the dissipated friction work is the maximum. It changes with temperature nonlinearly: it decreases first when the temperature is between 20 to 200°C, increases up to 300°C and then reduces to several cycles between 400 to 500°C. The fretting fatigue life under complex loads monotonously decreases with the increase of the high cycle load while the low cycle loads keep constant. The friction coefficient (FC) increases with the number of cycles at the beginning, then reduces, and finally keeps a stable value. FC reduces greatly with the increase of the temperature due to the formation of the lubricious oxide film. FC increases linearly with the amplitude when it is less than the critical value and then keeps constant, the value of the coefficient can be regressed as $f = 2.691 - 0.409 \ln \sigma_N$. The coefficient increases from 0.2 to 0.8 with the increase of amplitudes from 5 to 45 micrometers.

Key words: titanium alloy; complex load; fretting fatigue; fretting friction coefficient

CLC Number: TG113.25; TG146.2⁺3 **Document code:** A

高温复合载荷下钛合金微动疲劳特性的研究

戴振东, 王 珉, 朱如鹏, 潘升才

(南京航空航天大学 机电学院, 江苏 南京 210016)

摘 要: 实验研究了多个参数对钛合金与不锈钢摩擦副微动疲劳寿命和微动摩擦系数的影响。结果表明, 较低的拉应力下, 微动疲劳寿命显著降低, 其最大降低对应的接触应力下, 微动副具有最大的摩擦功耗。微动疲劳寿命随温度非线性变化: 从室温~200°C, 随温度增加而降低; 随后反而增加, 300~500°C持续降低。复合载荷下, 低周幅值不变, 增加高周载荷的幅值, 微动疲劳寿命随幅值比的增加而降低。最初, 摩擦系数随循环参数增加, 随后降低并趋于稳定。高温下由于形成了润滑性氧化物而大幅度降低。微动幅度小于临界值时, 摩擦系数随微动幅度的增加线性增加, 然后保持常值。摩擦系数和正压力间的关系满足 $f = 2.691 - 0.409 \ln \sigma_N$, 从 5~45 μm 时, 摩擦系数从 0.2 增加到 0.8。

关键词: 钛合金; 复合载荷; 微动疲劳; 微动摩擦系数

Received date: 2000-01-09; **Revised date:** 2000-09-28

Biography: DAI Zhen-dong (1962-), male, Shanxi, Professor, Doctor; WANG Min (1954-), male, Anhui, Professor, Doctor Tutor Teacher.

Great attention has been paid to fretting fatigue in the past thirty years for its impact on the life, reliability and integrity of structures or components working under quasi-static contact conditions, such as the blade-disk joints in aero-turbines, cables in electrical engineering, spines, and screw connectors. Several special meetings have been held to fix the conditions for fretting to take place or discuss the standardization of fretting fatigue test methods and equipment^[1,2]. Special attention^[3] has been paid to the prediction of fretting fatigue. Even so the studies on fretting still lag far behind the needs of industries.

The blade-disk joints, made up of titanium alloy and stainless steel, in aero-turbines, undergo both high frequency (HF) loads caused by the blade vibration and low frequency (LF) loads aroused by the centrifugal, thermal and aerodynamic forces at the elevated temperature up to 500°C. To meet the demands of the design and repair, a series of experimental investigations are performed at Nanjing University of Aeronautics and Astronautics to study the fretting fatigue behavior of titanium alloy and stainless steel under complex loads and elevated temperatures.

The effects of tensile stresses, amplitudes, temperatures and ratios of the HF load amplitude to the LF one on the fretting fatigue life (FFL) and fretting friction coefficient (FFC) are experimentally studied on pads in contact with a flat specimen (flat-to-flat contact). The purpose of the experiments is to understand the basic relationships among the parameters of mean tensile stress and its amplitude, displacement amplitude, temperature and the ratios of HF load to LF load.

1 Experimental Details

1.1 Materials and specimen

Two kinds of materials, titanium alloy (the chemical compositions in weight are Al: 5.8~7.0%, Mo: 2.8~3.8%, Zr: 0.8~2.0%, Si: 0.2~0.35%, and Ti the remaining element) and stainless steel (Cr: 11.5%, Mo: 1.2%, Mn:

0.58%, C: 0.14%, W: 0.85%, Ni: 2.1%, Si: 0.6%, V: 0.25%, and Fe the remaining element, are used in this study as the fretting fatigue specimen and the contact pads respectively. And the fretting fatigue specimen is heated 2 hours at 950°C, air cooled and heated 6 hours at 650°C, and air cooled again. Its mechanical properties are shown in Table. The specimen and the pads for testing at the room temperature and elevated temperature are shown in Fig. 1a and b respectively, where the specimen used at elevated temperature (Fig. 1b) is longer in order to fix it outside of the oven.

Table Mechanical properties of titanium alloy

Temperature	Break Strength	Tensile Strength	Young's Modules
(°C)	σ_b (MPa)	$\sigma_{0.2}$ (MPa)	E (GPa)
20	1075	980	120
200	920	720	105
300	860	650	100
400	840	630	95
500	810	615	90

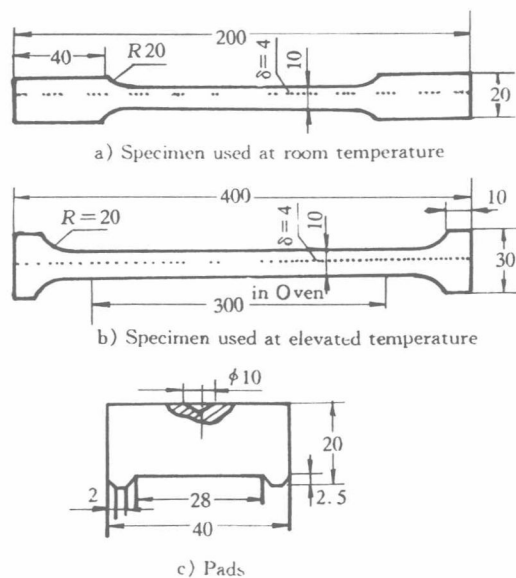
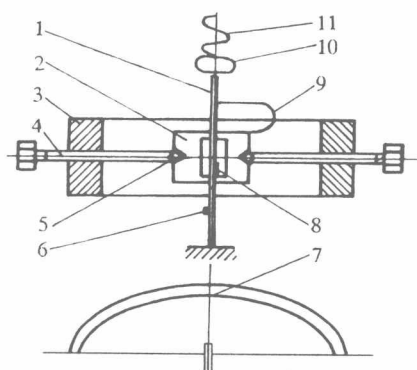


Fig. 1 Specimen and pads used at room and elevated temperature

1.2 Apparatus and test conditions

Fig. 2 is the schematic illustration of the fretting fatigue test apparatus at the room temperature. The details of the device used at the elevated temperature are described in reference [4]. Both

experiments are carried out on a PW-10 Material Test Machine (made in Hongshan, China) with high cycle loads (85 to 120 Hz) supplied by an electric-magnetic exciter 10 and low cycle loads (0.1 Hz) given by screw driver 11 of the loading system. The complex loads are formed under the control of a Z80 single-chip microcomputer.



1 Specimen, 2 Pads, 3 Elastic circle, 4 Screws, 5 Balls, 6-9 Strain gauges, 10 Electric-magnetic exciter, 11 Screw driver

Fig. 2 A schematic illustration of fretting fatigue test at room temperature

The tensile stresses of the specimen 1 and contact stresses between the pads 2 and specimen 1 are determined based on the working conditions and the parameters of the blade-disk joint. The mean tensile stress is 300 MPa and its amplitudes are 300, 250, 200, 150 and 100 MPa. The contact stresses are 0, 50, 100, 200 and 300 MPa, and the normal force is detected by strain gauges and could be adjusted by a pair of screws 4. The relative amplitude between specimen and pads is detected by a bow-shaped strain gauge 9. And the friction force is measured by a pair of strain gauges 6 and 8, which are located in and out of the pads (Fig. 1c). The fretting friction coefficient is defined as the ratio of friction forces to contact forces. The ratios of the alternating stress amplitude of HF load to the LF one, marked as $Q = \sigma_{ah}/\sigma_{al}$, are 0.125, 0.2, 0.25 and 0.375, where σ_{ah} and σ_{al} are the alternating stresses for high frequency load and low frequency load respectively (Fig. 3).

The elevated temperatures are determined on the working condition(s) of the joints. They are 100, 200, 300, 400 and 450°C.

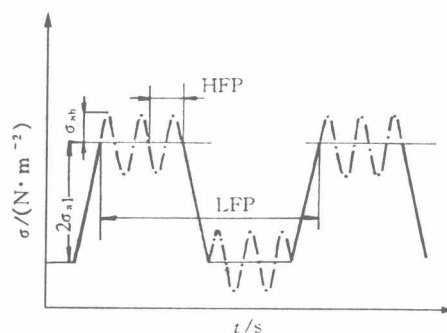


Fig. 3 Spectrum of complex loads

2 Results and Discussions

2.1 Fretting friction coefficient (FFC)

It is found that the friction coefficient greatly affects the stress distribution, friction work or energy dissipated through friction, initiation and propagation of micro-cracks. Research^[5] reveals that FFC is one of the most important factors in the process of fretting wear and fretting fatigue, and it is a function of loads, amplitudes, circumstances and materials.

2.1.1 The effects of contact stresses, amplitudes and number of cycles

Fig. 4 shows the relationships of FFC to contact pressures and amplitudes. It is found that the friction coefficient increases with the increase of the amplitude, and it increases with the number of cycles at first from one thousand to ten thousands, gets its largest value, then lowers down and keeps stable. The change of FFC with the number of cycles is the result of the facts that the pollutants, such as absorbed materials and oxides, function as lubricant at the beginning of the test. With the increase of the number of the cycles, the pollutants are worn out and the FFC increases. Then tribo-catalyzed chemical reactions produce worn debris, which separate the two contacted surfaces, reduces the adhesion between specimen and pads and results in the decrease of FFC. The patterns of the friction force also vary with the amplitudes (Fig. 5). It is found that for large slide amplitudes the friction force increases linearly with the displacement first, then keeps a constant value, and decreases linearly in the reverse direction (Fig. 5a).

But the friction force does not express the stage of stable value for small amplitudes (Fig. 5b). The results can be explained by the Vincent's fretting maps^[6]. For small amplitudes the specimen and the pads stick together, and it is supposed that elastic deformation takes place between the contacted bodies. But for the large amplitude, the specimen and the pads slip relatively and its friction characteristics are similar to the normal friction and the friction coefficient keeps constant.

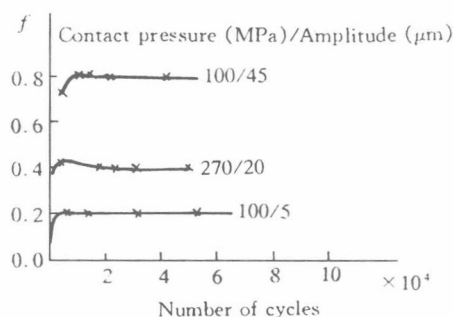


Fig. 4 The relationship of f to contact pressure, amplitude and number of cycles

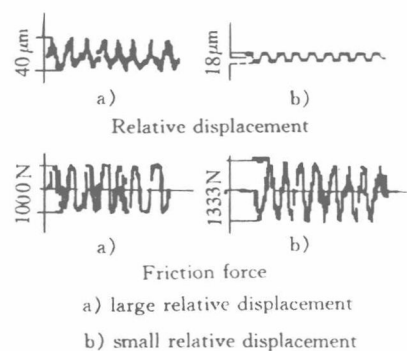


Fig. 5 The relation of FFC to the relative displacement

The test results are summarized in Fig. 6. The experiments suggest that the friction coefficient follows the relation:

$$f = \begin{cases} k \cdot \Delta l + k_0 & \Delta l \leq \Delta l_0 \\ \text{constant} & \Delta l > \Delta l_0 \end{cases} \quad (1)$$

Here Δl_0 is the critical value of displacement, and it is about 20 micrometers for the test results. It is reasonable to consider k_0 as 0. So the regression of the stable friction coefficient (when $\Delta l > \Delta l_0$) with the contact pressure is written as:

$$f_{\text{stable}} = 2.691 - 0.409 \ln \sigma_N \quad (2)$$

So we have:

$$k = \frac{f_{\text{stable}}}{\Delta l_0} = \frac{2.691 - 0.409 \ln \sigma_N}{\Delta l_0} \quad (3)$$

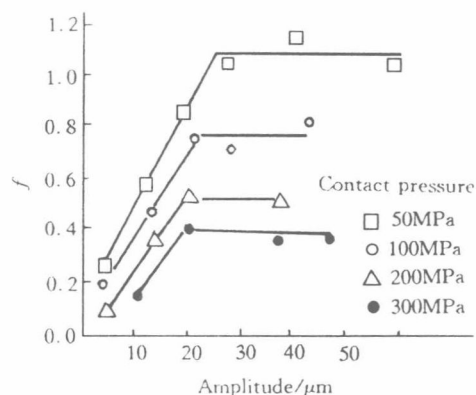


Fig. 6 Test results of FFC

2.1.2 The effect of temperature

The effects of temperature on the friction coefficient are investigated at 20, 200, 350 and 500°C. The contact pressure is 200 MPa, the ratio of HF to LF loads amplitude Q is 0.214, the peak-to-peak value of HF load amplitude is 30 MPa, and the value of LF load amplitude is from 70 to 210 MPa. The relationships of FFC to the number of low cycle and temperature are shown in Fig. 7. It is clear that FFC decreases with the increase of temperature, and it is also suggest that with the

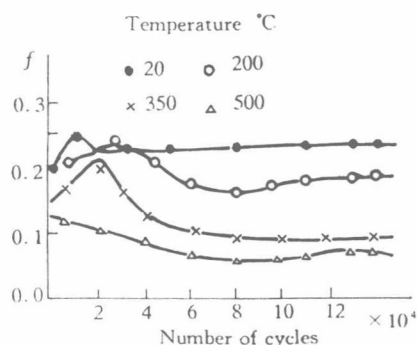


Fig. 7 The relation of friction coefficient to the number of cycles at various temperatures

increases of the number of cycles at the beginning, FFC increases, then it decreases and keeps constant. Similar results are reported^[7].

The oxides, such as TiO_2 , Cr_2O_3 and FeO are detected by XPS. The formation of protective oxides results in the reduction of FFC.

2.2 Fretting fatigue life

2.2.1 The effects of contact and tensile stresses