

连续纤维增强金属基复合材料涡轮轴结构 承扭特性分析

沙云东, 贾秋月, 骆 丽, 赵奉同, 栾孝驰

(沈阳航空航天大学 航空航天工程学部(院))

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: 为实现对该类复合材料部件结构完整性的设计分析,以连续纤维增强复合材料轴结构为研究对象,对比分析 4 种细观力学模型计算连续纤维增强金属基复合材料的力学性能参数;在此基础上,采用 RVE (代表体积元)有限元模型计算的复合材料力学性能参数作为输入,建立连续纤维增强金属基复合材料轴结构力学分析模型.计算与对比分析不同材料方案下纤维增强金属基复合材料轴结构在扭转载荷作用下的变形量及承扭能力,当纤维体积分数一定时,方案 4 的变形量最小,方案 2 的临界屈曲转矩最大.

关 键 词: 连续纤维增强复合材料; 低压涡轮轴; 细观力学方法; 变形量; 屈曲转矩

中图分类号: V232.2; TB330.1

文献标志码: A

Analysis on torsional feature of continuous fiber reinforced metal matrix composite turbine shaft

SHA Yun-dong, JIA Que-yue, LUO Li,

ZHAO Feng-tong, LUAN Xiao-chi

(Liaoning Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technology

for Aviation Propulsion System, Faculty of Aerospace Engineering,

Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China)

Abstract: To realized design and analysis of composite parts structural integrity, the low pressure turbine shaft was taken as the object of research. Firstly, four kinds of micro-mechanical methods were utilized to calculate the mechanical parameter of continuous filament reinforced metal matrix composite. Secondly, the calculated parameters of RVE (representative volume element) finite element model were taken as input and the mechanics analysis model of fiber reinforced metal matrix composite shaft was built. The optimal solution could be got by calculating the deformation and bearing capacity of continuous filament reinforced metal matrix composite shaft with torsion load and by comparing with the deformation and bearing capacity of shaft with different laminate schemes; in case of certain fiber volume fraction, the deformation of scheme 4 is the smallest, and the critical buckling torque of scheme 2 is the greatest.

Key words: continuous filament reinforced composite materials; low pressure turbine shaft; micromechanical method; deformation; bucking torque

收稿日期:2014-09-04

基金项目:中航产学研创新基金(cxy2013SH17)

作者简介:沙云东(1966—),男,辽宁沈阳人,教授,博士,主要从事航空发动机结构强度、振动及噪声方面的研究.

SiC/Ti 复合材料在航空发动机上的典型应用是叶环和轴类零件,美、英等国均研制出多个零部件,并进行发动机考核试验^[1-2]。而我国在这方面的研究与国外尚存在较大差距,目前 SiC/Ti 复合材料低压涡轮轴尚处于实验室研究阶段。因此,亟需在航空领域开展零部件结构设计—新材料设计研制—结构完整性验证三者相结合的系统性研究。

对于复合材料设计与研制,美国早在 20 世纪 60 年代就开始研究复合材料力学性能参数计算方法^[3],包括等效夹杂法、Mori-Tanaka 法、自治法、广义自治法、上下限法、CCA (composite cylinder assemblage) 上下限法^[4]和目前较为常用的 RVE 有限元法^[5-6]等细观力学方法。Srikant^[6]采用 RVE 有限元模型优化设计纤维与基体之间排列位置,Avila^[7]采用了 CCA 上下限模型和 RVE 有限元模型计算与对比验证纤维增强复合材料力学性能参数并用于叶片性能分析;国内比较具有代表性的方法有串并联组合模型^[8]、宏细观同一本构关系有限元模型^[9]、桥联模型^[10]、改进的三维桥联模型^[11]及半经验公式^[12]等。

对于低压涡轮轴结构设计与应用,美国 GE 公司发动机低压涡轮轴采用了 SCS-6 连续纤维增强 Ti-6-4 基复合材料制造,纤维体积含量为 35%,沿各种方向铺设 22 层,轴本身质量减轻 9 kg^[13]。德国航空航天中心材料研究所设计并制造了钛基复合材料轴,试验结果表明 SiC 纤维增强钛基复合材料轴强度提高 70%^[14]。近年来,国内一些学者对复合材料轴也做了一些研究,比如胡晶等^[15]研究了碳纤维复合材料传动轴的承扭性能优化设计,孙庆伟等^[16]进行了金属基复合材料主轴优化设计。

上述研究表明,目前国内研究复合材料轴主要是在金属轴的基础上改变材料参数后基于有限元法的数值仿真,并没有详细的论述复合材料结构变化对轴的变形量及屈曲扭矩的影响。本文提出一种连续纤维增强金属基复合材料与轴结构共同设计的方案,从最基础的复合材料力学性能入手,基于 4 种细观力学复合材料力学性能参数计算模型分析连续纤维增强金属基复合材料力学性能参数,并将其应用于轴结构的变形量与扭转屈曲分析中,从变形量与屈曲扭矩方面研究改变纤维体积分数、纤维铺设角度、纤维铺设层数对涡轮轴结构承扭能力的影响。

1 细观力学方法分析与验证

1.1 细观力学方法分析

CCA 上下限法、三维桥联法、半经验公式法及 RVE 有限元法分析如下:

CCA 上下限模型^[4]根据变分法研究应变能的极值条件的思想,研究了多相复合材料有效弹性模量的上下限问题。然而,CCA 上下限模型给出的只是复合材料有效弹性模量的一个区间,只是将公式中某些参数设成基体或增强体的特性参数,而忽略了复合材料的整体作用。

三维桥联模型^[11]以最基本的单向复合材料为分析对象,进而准确预测单向树脂基复合材料宏观弹性模量。但是,其具有解析法的局限性,即忽略了纤维与基体的实际结构及排列方式不同所带来的影响。

半经验公式^[12]基于无纬铺层(也称单向铺层)构成的单向层合板,采用片状并联模型,用材料力学方法求解,并在此基础上引入修正系数,误差很小。但对于不同工艺方法复合的材料及复杂的材料结构的适用性有待进一步验证。

RVE 有限元模型是根据复合材料内部应力、应变的基本关系,建立与实际机构近似的代表体积分元,在已知边界条件下仿真计算复合材料的有效模量和泊松比,计算结果精度在工程许可范围内。相比于上述解析模型,其更适用于各种复杂的材料结构。

1.2 CCA 上下限、RVE 有限元模型、三维桥联模型基及半经验公式的验证

假设 SiC 纤维体积含量为 30%,弹性模量为 413 GPa,泊松比为 0.2,直径为 100 μm ,基体材料为 Al,其弹性模量为 68.3 GPa,泊松比为 0.3^[7]。本文基于 4 种细观力学模型计算 SiC/Al 力学性能参数的结果如表 1 所示,可知 4 种模型的计算结果较为接近,且本文基于 CCA 上下限模型、RVE 有限元模型的计算结果与 Avila^[7]基于 CCA 上下限模型、RVE 有限元模型的计算结果基本一致,因此验证了 4 种细观力学模型的有效性。

1.3 分析连续纤维增强金属基复合材料力学性能参数与纤维体积分数的关系

基于 RVE 有限元模型计算出 SiC 连续纤维增强 Al 基复合材料弹性模量、切变模量及泊松比,并对比分析其与体积分数的关系,结果如图 1 所示。

表 1 CCA 上下限、RVE 有限元模型、三维桥联模型及半经验公式计算 SiC/Al 力学性能参数对比表
Table 1 Calculation of SiC/Al contrast table of CCA, RVE, 3-D bridging model and semi-empirical formula

Mechanical property	CCA		CCA of Avila ^[7]		RVE	RVE of Avila ^[7]	3-D bridging	Semi-rational formula
	Upper	Lower	Upper	Lower				
E_1 /GPa	172.3	171.9	172.4	171.9	171.2	171.7	171.7	171.7
E_2 /GPa	106.9	103.8	113.0	104.0	103.2	108.0	101.7	121.6
G_{12} /GPa	55.2	41.2	54.9	41.1	41.1	41.0	41.2	39.0
G_{23} /GPa	40.36	38.61	40.8	38.8	37.9	36.9	32.1	42.0
μ_{12}	0.264	0.250	0.265	0.251	0.265	0.265	0.27	0.270
μ_{23}	0.344	0.323	0.341	0.318	0.310	0.310	0.321	0.332

注: E_1 为轴向弹性模量; E_2 为横向弹性模量; G_{12} 轴向切变模量; G_{23} 横向切变模量; μ_{12} 轴向泊松比; μ_{23} 横向泊松比。

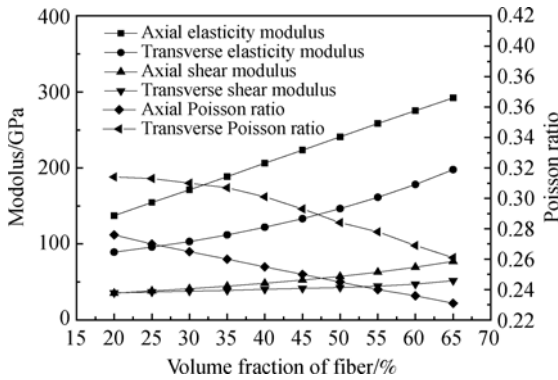


图 1 纤维体积分数对 SiC/Al 弹性模量、切变模量及泊松比的影响

Fig. 1 Fiber volume fraction on influence of elasticity modulus, shear modulus and Poisson ratio of SiC/Al

由图 1 可知, SiC/Al 复合材料的模量随纤维体积分数的增大而增大, 泊松比随纤维体积分数增大而减小, 即 SiC 纤维体积分数越大, SiC/Al 复合材料结构的变形量越小。

本文的研究对象为采用缠绕工艺成型的连续纤维增强金属基复合材料轴结构, 其工艺与结构较为复杂。上述细观力学法的分析与验证表明, 相比于其他 3 种解析法, RVE 有限元方法可以建立与连续纤维增强金属基复合材料结构近似的代表体积元, 利用该代表体积元计算连续纤维增强金属基复合材料力学性能更符合实际。

2 连续纤维增强复合材料低压涡轮轴结构力学模型建立

2.1 RVE 有限元模型

根据复合材料增强相在基体内的分布具有一定规律与统计均匀性隔离出具有代表性的 RVE,

复合材料整体即为 RVE 周期性排列而构成的。假设连续纤维增强金属基复合材料的连续纤维在基体中呈四边形排列, 如图 2 所示。所有的 RVE 都是相似的, 当 RVE 周期性扩展构成的复合材料细观结构体承受均匀的远场外载时, 其具有相似的应力、应变场, 因此用一个 RVE 的应力、应变场反映复合材料体的细观应力、应变场, 在一个 RVE 上应用细观力学有限元法, 计算其细观应力、应变场, 通过体积平均得到宏观应力与宏观应变, 从而获得复合材料整体的宏观应力-应变响应。

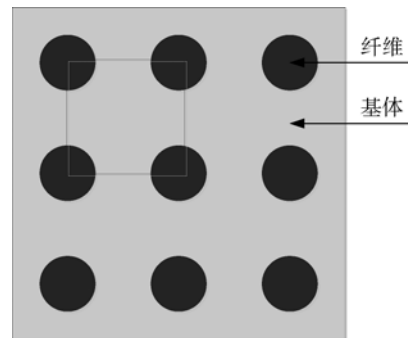


图 2 连续纤维在基体中呈四边形排列

Fig. 2 Square array of continuous fiber in matrix

2.1.1 正向载荷

施加正向载荷的 RVE 模型如图 3 所示。

应用于图 3 模型的位移约束条件如下

$$\begin{aligned} u(0, y, z) &= 0 \\ u(a, y, z) &= \delta_1 \\ v(x, 0, z) &= 0 \\ v(x, b, z) &= \delta_2 \\ w(x, y, 0) &= 0 \\ w(x, y, c) &= \delta_3 \end{aligned} \quad (1)$$

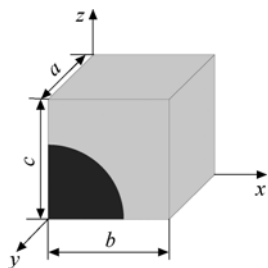


图 3 1/4 四边形排列 RVE 有限元模型

Fig. 3 Quarter of RVE finite element model with square array

轴向的弹性模量和泊松比为

$$E_1 = \frac{\bar{\sigma}_{11}}{\bar{\epsilon}_{11}} = \frac{P_1 a}{bc\delta_1} \text{ 和 } \mu_{12} = -\frac{\bar{\epsilon}_{22}}{\bar{\epsilon}_{11}} = -\frac{\delta_2 a}{\delta_1 b} \quad (2)$$

同样,横向的弹性模量和泊松比为

$$E_2 = \frac{\bar{\sigma}_{22}}{\bar{\epsilon}_{22}} = \frac{P_1 b}{bc\delta_2} \text{ 和 } \mu_{23} = -\frac{\bar{\epsilon}_{33}}{\bar{\epsilon}_{22}} = -\frac{\delta_3 b}{\delta_2 c} \quad (3)$$

2.1.2 横向剪切载荷

横向剪切载荷 RVE 模型如图 4 所示.

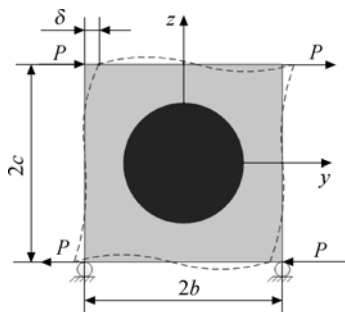


图 4 横向剪切载荷下 RVE 有限元模型

Fig. 4 RVE finite element model under transverse shear load

应用于图 4 的位移边界条件为

$$\begin{aligned} v(-b, z) &= v(b, z) \\ w(-b, z) &= w(b, z) \\ v(y, -c) &= v(y, c) \\ w(y, -c) &= w(y, c) \end{aligned} \quad (4)$$

横向切变模量为

$$G_{23} = \frac{\bar{\sigma}_{23}}{\bar{\gamma}_{23}} = \frac{Pc}{b\delta_2} \quad (5)$$

2.1.3 轴向剪切载荷

轴向剪切载荷 RVE 模型如图 5 所示.

对应图 5 模型位移边界条件为

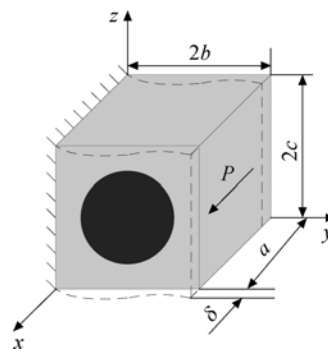


图 5 轴向载荷下 RVE 有限元模型

Fig. 5 RVE finite element model under axial load

$$\begin{aligned} u(0, y, z) &= u(a, y, z) \\ v(0, y, z) &= v(a, y, z) \\ w(0, y, z) &= w(a, y, z) \end{aligned} \quad (6)$$

轴向切变模量为

$$G_{12} = \frac{\bar{\sigma}_{12}}{\bar{\gamma}_{12}} = \frac{Pb}{ac\delta} \quad (7)$$

2.2 本构关系模型

采用缠绕工艺成型的轴结构为一种层合结构件,连续纤维缠绕复合材料轴结构力学分析时,各个单层在整体坐标系的受力为 $\sigma_x, \sigma_z, \tau_{xz}$, 1 为纤维主方向,2 为与纤维垂直的方向,纤维与整体坐标系之间的夹角为 θ ,如图 6 所示;基于任意坐标系下单层板的应力转换关系,可将 $\sigma_x, \sigma_z, \tau_{xz}$ 转换为纤维主轴方向上的应力 $\sigma_1, \sigma_2, \tau_{12}$, 详见公式(7).

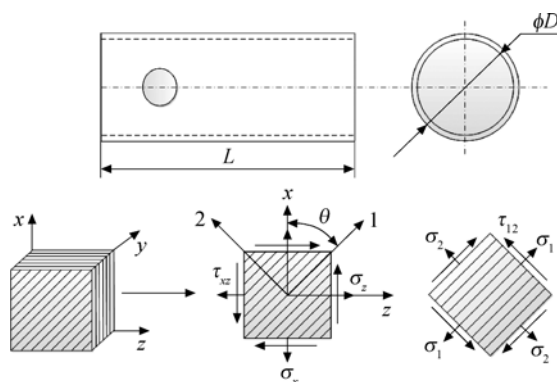


图 6 纤维主轴与结构坐标系之间的关系

Fig. 6 Relationship between fiber main shaft and structure of coordinate system

单层板材料任意坐标系下应力转换关系^[17]

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_z \\ \sigma_{xz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & -2mn \\ n^2 & m^2 & 2mn \\ mn & -mn & m^2 - n^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中 $m = \cos \theta$, $n = \sin \theta$.

由经典层合板理论,构件的应力应变关系式如下^[15]:

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_z \\ N_{xz} \\ M_x \\ M_z \\ M_{xz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{21} & A_{22} & A_{26} & B_{21} & B_{22} & B_{26} \\ A_{61} & A_{62} & A_{66} & B_{61} & B_{62} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{21} & B_{22} & B_{26} & D_{21} & D_{22} & D_{26} \\ B_{61} & B_{62} & B_{66} & D_{61} & D_{62} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x^0 \\ \epsilon_z^0 \\ \gamma_{xz}^0 \\ k_x \\ k_z \\ k_{xz} \end{Bmatrix} \quad (9)$$

式中 $\mathbf{A}$, $\mathbf{B}$, $\mathbf{D}$ 均为对称刚度矩阵; N_x , N_z 为轴向拉(压)应力; N_{xz} 为切应力; M_x , M_z 为弯矩; M_{xz} 为转矩; ϵ_x^0 , ϵ_z^0 , γ_{xz}^0 为层合板中面的应变; k_x , k_z 为层合板中面的弯曲率; k_{xz} 为层合板中面的扭曲率.

2.3 特征值屈曲分析理论

在屈曲分析中,采用特征值公式计算结构负刚度的应力刚度矩阵的比例因子

$$(\mathbf{K} + \lambda \mathbf{S})\{\boldsymbol{\varphi}\} = 0 \quad (10)$$

式中 $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵; $\mathbf{S}$ 为应力刚度矩阵; $\{\boldsymbol{\varphi}\}$ 为位移特征矢量; λ 为特征值.

屈曲的结构在达到屈曲载荷之前,其位移-变形曲线呈线性关系;达到屈曲载荷之后,曲线将跟随另外的路线.用 λ 乘以施加的载荷 F ,即得到临界载荷 P_{cr} .当施加的初始载荷为单位载荷时, λ 就是临界载荷 P_{cr} .

在复合材料轴结构设计中,可通过试验的方式来获得这种长的薄壁轴的屈曲转矩,表达式^[18]如下:

$$T_{\text{buckling}} =$$

$$\frac{2.289}{\sqrt{L}} \times E_1^{0.375} \times E_2^{0.625} \times t^{2.25} \times D^{1.25} \quad (11)$$

式中 t 为厚度, D 为直径, L 为轴的长度, E_1 和 E_2 分别为轴的长度方向和横向刚度.

2.4 SiC/Ti₂AlNb 轴结构有限元模型建立

基于复合材料层合结构有限元法的建模思想,本文参照文献^[16]中低压涡轮轴的几何尺寸,直径 D 为 86 mm,单层厚度为 0.196 mm(即纤维体积分数为 40%),长度 L 为 1000 mm,以一端固支一端自由的 SCS/Ti₂AlNb 轴结构为研究对象,沿轴结构径向划分 n 层,其三维层合几何模型,如图 7 所示.

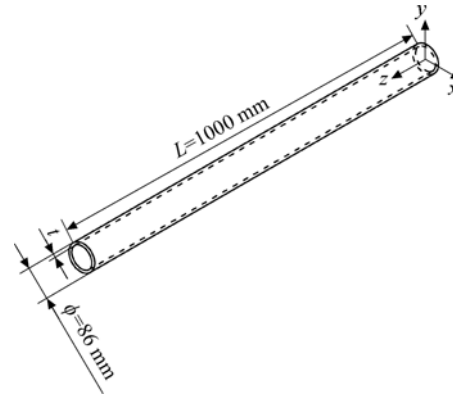


图 7 轴结构几何模型图

Fig. 7 Shaft geometrical model

3 计算与分析

3.1 SCS/Ti₂AlNb 复合材料低压涡轮轴结构

力学性能参数计算

SiC 连续纤维增强钛基复合材料具有高比强度,高比刚度,良好的耐高温及抗蠕变、疲劳性能,是理想的适用于 700~900 °C 的航空发动机用轻质耐高温结构材料, SiC/Ti 是新一代高推质比航空发动机低压涡轮轴的典型材料^[1]. 低压涡轮轴材料选取为 SCS-ULTRA^[16] 纤维增强 Ti₂AlNb 基复合材料,其纤维的体积分数为 40%, 50% 及 60%,弹性模量为 415 GPa,泊松比为 0.3,直径为 140 μm;在 700 °C 时,基体材料 Ti₂AlNb 的弹性模量为 113 GPa,泊松比为 0.42.

因其材料力学性能试验还未开展,故采用更适用于缠绕成型的轴结构的 RVE 有限元法计算 SCS/Ti₂AlNb 复合材料力学性能参数,计算结果如表 2 所示.

表 2 基于 RVE 有限元模型计算 SCS/Ti₂AlNb 力学性能
Table 2 Calculation of SCS/Ti₂AlNb base on RVE finite element model

Mechanical property	Fiber volume fraction/%		
	40	45	50
E_1 /GPa	233.97	249.15	264.21
E_2 /GPa	184.67	195.62	207.51
G_{12} /GPa	65.113	68.76	71.06
G_{23} /GPa	60.59	63.84	67.85
μ_{12}	0.37	0.366	0.36
μ_{23}	0.42	0.415	0.41

3.2 SiC/Ti₂AlNb 轴结构变形量计算与分析

一般地,轴的变形量设计以相对扭转角作为指标,基于上述轴结构有限元模型,设定铺层方式为 $[\pm\theta]_{4s}$,自由端施加 $15\,000\text{ N}\cdot\text{m}$ 转矩,铺角由 0° 变化至 90° ,扭转载荷作用下, SiC/Ti₂AlNb 复合材料轴的相对扭转角随铺层角度变化的曲线如图 8 所示。

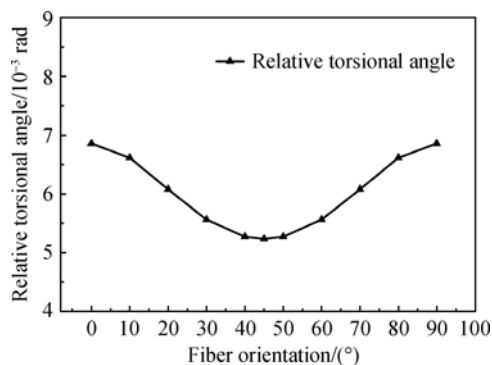


图 8 扭转载荷作用下铺角对变形量的影响

Fig. 8 Angle effect on influence of deformation under torsion

由图 8 可知,当载荷一定时,随着铺角的增长,SCS/Ti₂AlNb 复合材料轴结构相对扭转角呈先减小后增大的趋势,且关于 45° 对称,可知当铺角为 45° 时其变形量有最小值, 0° 和 90° 时其变形量有最大值。因此在设计承受扭转载荷的复合材料轴结构铺层方案时,增加接近 45° 铺层角度的比例,有利于减小该结构的变形量。

取铺层方式为 $[\pm 45^\circ]_n$ 轴结构模型进行分析,铺层数 n 从 1 变化到 8,得到定载荷下 SCS/Ti₂AlNb 复合材料轴的相对扭转角随铺层数量变化的曲线如图 9 所示。由图 9 可知,层数越多,轴结构的变形量越小,随着铺层数量的增加,变形量

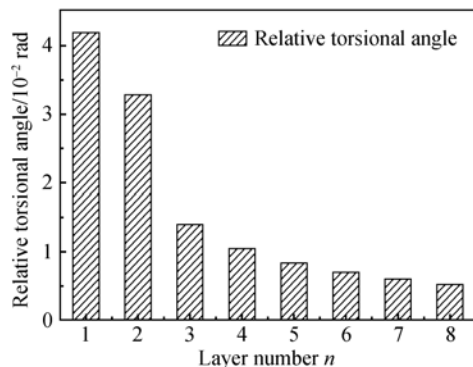


图 9 扭转载荷作用下铺层数量对变形量的影响

Fig. 9 Layers number effect on influence of deformation under torsion

呈非线性减小的趋势,在 $n=3$ 时减速最快,之后减速变缓; n 超过 5 后复合材料轴抵抗变形能力的提高不再明显,可取 $n=6$ 即采用 12 层铺层即可满足设计要求,且与文献[15]结论一致。

3.3 SiC/Ti₂AlNb 轴结构屈曲转矩计算与分析

基于图 7 中 SiC/Ti₂AlNb 轴结构有限元模型及其边界条件,采用有限元法模拟分析其 1 阶屈曲模态如图 10 所示。

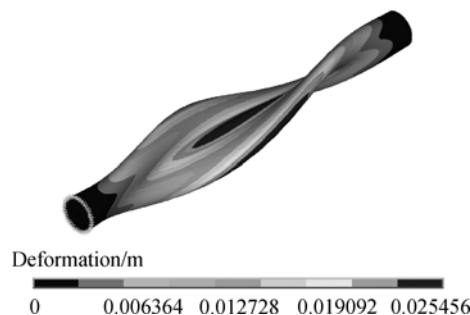


图 10 SiC/Ti₂AlNb 轴结构屈曲模态

Fig. 10 Buckling mode of SiC/Ti₂AlNb shaft

因轴结构的横截面为圆形且具有对称性,所以 1 阶和 2 阶,3 阶和 4 阶的特征值稍有差别,但屈曲模态具有彼此的正交性。有限元方法计算扭转载荷作用下 Ti₂AlNb 轴结构与 SCS/Ti₂AlNb 轴结构前 4 阶特征值屈曲转矩 $T_{cb,n}$ (其中下标 $n=1,2,3,4$ 分别表示 1 阶至 4 阶的特征值)如表 3 所示。当铺层方式为 $[0^\circ/-0^\circ]_6$ 时,SCS/Ti₂AlNb

表 3 SCS/Ti₂AlNb 轴结构 4 阶临界屈曲转矩

Table 3 Four critical buckling torque of SCS/Ti₂AlNb shaft

Player design	$T_{cb,1}/$ (N·m)	$T_{cb,2}/$ (N·m)	$T_{cb,3}/$ (N·m)	$T_{cb,4}/$ (N·m)
$[0^\circ/-0^\circ]_6$	-24 082	-24 081	24 094	24 096
$[10^\circ/-10^\circ]_6$	-24 044	-24 043	23 884	23 885
$[20^\circ/-20^\circ]_6$	-23 536	-23 535	23 288	23 289
$[30^\circ/-30^\circ]_6$	-22 798	-22 797	22 570	22 571
$[40^\circ/-40^\circ]_6$	-22 132	-22 131	22 001	22 002
$[45^\circ/-45^\circ]_6$	-21 917	-21 916	21 846	21 848
$[50^\circ/-50^\circ]_6$	-21 806	-21 805	21 796	21 798
$[60^\circ/-60^\circ]_6$	-21 871	-21 870	21 958	21 959
$[70^\circ/-70^\circ]_6$	-22 157	-22 156	22 282	22 283
$[80^\circ/-80^\circ]_6$	-22 439	-22 438	22 531	22 533
$[90^\circ/-90^\circ]_6$	-22 498	-22 497	22 5507	22 509

复合材料轴结构 1 阶屈曲转矩为最大值,即临界屈曲转矩 P_{cr} 为 24 082 N·m;铺层方式为 $[50^\circ/-50^\circ]_6$ 时,屈曲转矩为最小值,即临界屈曲转矩 P_{cr} 为 21 806 N·m. 因此,在设计承受扭转载荷的复合材料轴结构铺层方案时,增加接近 $[0^\circ/-0^\circ]_6$ 铺层比例和减少接近 $[50^\circ/-50^\circ]_6$ 铺层比例,有利于增大 SCS/Ti₂AlNb 轴结构的临界屈曲转矩。

取铺层方式为 $[0^\circ/0^\circ]_n$ 的 SCS/Ti₂AlNb 复合材料轴结构模型进行分析,铺层数 n 从 1 变化到 8,如图 11 所示. 由图 11 可知,随着铺层数量的增加,临界屈曲转矩呈非线性增大的趋势,且本文采用有限元法的计算结果与公式(10)的计算结果非常接近。

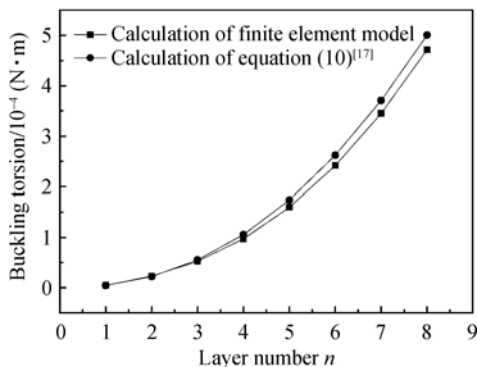


图 11 铺层数量对临界屈曲转矩的影响

Fig. 11 Layer number effect on critical buckling torque

3.4 SCS/Ti₂AlNb 轴结构纤维体积分数及铺层方案的设计

在细观力学方法计算纤维体积分数为 40% 的 SCS/Ti₂AlNb 复合材料力学性能参数结果的基础上,增加纤维体积分数,即单层材料厚度,从而提高复合材料力学性能. 选择纤维体积分数分别为 40%, 45%, 50%, 且基于变形量与承担能力铺层数量的分析结果,选择总铺层数为 12 层,共 4 种铺层方案进行对比分析,分别为 1- $[0^\circ/45^\circ]_6$, 2- $[0^\circ/45^\circ/0^\circ]_4$, 3- $[45^\circ/0^\circ/45^\circ]_4$, 4- $[45^\circ/0^\circ/-45^\circ]_4$. 不同纤维体积分数下各方案的变形量与临界屈曲转矩对比,如图 12 所示。

由图 12 可知,纤维体积分数为 50% 的铺层方案的变形量最小,临界屈曲转矩最大. 当纤维体积分数一定时,方案 4 的变形量最小,方案 2 的变形量最大,方案 3 的临界屈曲转矩最小,方案 2 的临界屈曲转矩最大。

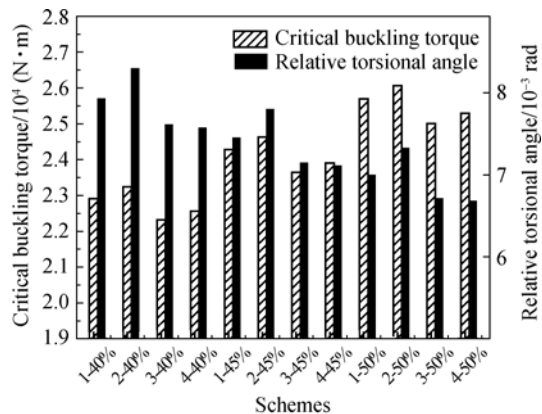


图 12 不同铺层方案对临界屈曲转矩与变形量的影响

Fig. 12 Different schemes effect on deformation and critical buckling torsion

4 结 论

1) 基于 4 种细观力学方法对连续纤维增强金属基复合材料力学性能参数进行了计算与分析,其结果表明,采用 RVE 有限元模型计算复合材料力学性能参数更适用于缠绕成型的连续纤维增强金属基复合材料轴结构。

2) 随着纤维体积分数的增加,连续纤维增强金属基复合材料的模量增大,泊松比减小;铺层方案相同时,纤维体积分数越大,扭转载荷作用下的低压涡轮轴结构的变形量越小,轴结构的临界屈曲转矩越大。

3) 基于纤维体积分数、铺层角度、铺层数量与低压涡轮轴结构变形量和临界屈曲转矩的关系,可对连续纤维增强金属基复合材料低压涡轮轴结构进行有效的的设计,确定最优铺层方案。

参考文献:

- [1] 黄旭,李臻熙,黄浩. 高推重比航空发动机用新型高温钛合金研究进展[J]. 中国材料进展, 2011, 30(6): 21-27.
HU Xu, LI Zhenxi, HUANG Hao. Recent development of new high-temperature titanium alloys for high thrust-weight ratio aero-engines[J]. Materials China, 2011, 30(6): 21-27. (in Chinese)
- [2] 梁春华,李晓欣. 先进材料在战斗机发动机上的应用与研究趋势[J]. 航空材料学报, 2012, 32(6): 32-36.
LIANG Chunhua, LI Xiaoxin. Application and development trend of advanced materials for fighter engine[J]. Journal of Aeronautical Materials, 2012, 32(6): 32-36. (in Chinese)
- [3] QU Jianmin, Cherkaoui M. Fundamentals of micromechanics of solids[M]. New York: John Wiley & Sons, 2006: 154-195.
- [4] Avila A F. An integrated methodology and formulations

- for micro/macro modeling and analysis of metal matrix composites [D]. Twin Cities: University of Minnesota, 1997: 1-65.
- [5] Sun C T, Vaidya R S. Prediction of composite properties from a representative volume element [J]. Composite Science and Technology, 1996, 56(2): 171-179.
- [6] Srikant S P. Micro-mechanical tailoring of composite structure for optimum material properties [J]. AIAA 2010-3056, 2010.
- [7] Avila A F. Integrated micro/macro approach for laminate composite analysis: applications to turbine blades [J]. AIAA Journal, 2000, 38(10): 1924-1930.
- [8] 王耀先. 单向复合材料弹性模量预测新式 [J]. 玻璃钢/复合材料, 1995(4): 26-31, 38.
WANG Yaoxian. The new formula for prediction of flastic modulus of an unidirectional composites [J]. Fiber Reinforced Plastics/Composites, 1995(4): 26-31, 38. (in Chinese)
- [9] 雷友锋. 纤维增强金属基复合材料宏-细观统一本构模型及应用研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2002.
LEI Youfeng. A unified macro-and micro-mechanics constitutive model and its applications of fiber reinforced metal matrix composites [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2002. (in Chinese)
- [10] 黄争鸣. 复合材料细观力学引论 [M]. 北京: 科学出版社, 2004: 31-48.
- [11] 吕毅, 吕国志, 吕胜利. 细观力学方法预测单向复合材料的宏观弹性模量 [J]. 西北工业大学学报, 2006, 24(6): 787-790.
LÜ Yi, LÜ Guozhi, LÜ Shengli. Semi-theoretical and engineering prediction of macroscopic elastic moduli of unidirectional composites [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2006, 24(6): 787-790. (in Chinese)
- [12] 沃丁柱. 复合材料大全 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2000: 496-498.
- [13] Lutjering G, Williams J C. Titanium [M]. New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg Press, 2003: 27-70.
- [14] Hausmann J, Peters P, Schurmann H, et al. Recent developments in SiC-fiber reinforced titanium shafts [R]. San Sebastian, Spain: International Congress on Innovative Solutions for the Advancement of the Transport Industry, 2006.
- [15] 胡晶, 李晓星, 张天敏. 碳纤维复合材料传动轴承扭性能优化设计 [J]. 复合材料学报, 2009, 26(6): 177-181.
HU Jing, LI Xiaoxing, ZHANG Tianmin. Design optimization on torsion property of carbon fiber composite drive shaft [J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2009, 26(6): 177-181. (in Chinese)
- [16] 孙庆伟, 陆山. 航空发动机复合材料主轴优化方案设计方案 [J]. 复合材料学报, 2013, 30(6): 258-263.
SUN Qingwei, LU Shan. Design and optimization method for composite main shaft of aircraft engine [J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2013, 30(6): 258-263. (in Chinese)
- [17] 洪宝剑. 碳纤维复合材料传动轴的设计研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.
HONG Baojian. Design of CFRP transmission shaft [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2012. (in Chinese)
- [18] Shokreh M M, Hasani A, Lessard L B. Shear buckling of a composite drive shaft under torsion [J]. Composite Structures, 2004, 64(1): 63-69.

(编辑: 秦理曼)