

高速永磁电机转子强度分析与护套设计

沈建新, 秦雪飞, 尧磊, 王云冲*

(浙江大学电气工程学院, 浙江省 杭州市 310027)

Rotor Strength Analysis and Retaining Sleeve Design for High-speed Permanent Magnet Machines

SHEN Jianxin, QIN Xuefei, YAO Lei, WANG Yunchong*

(College of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, Zhejiang Province, China)

ABSTRACT: Based on a two-dimensional (2D) analytical stress model, a design method for minimizing the rotor retaining sleeve thickness of high-speed permanent magnet machines (HSPMM) was proposed in this paper. The analytical model for calculating the 2D rotor stress field was established, which could take the combined influence of prestress, centrifugal force and thermal stress on an orthotropic material into account. The model was verified with finite element analysis, since experimental validation was not applicable for a high-speed rotor. The stress limit conditions of rotors with three types of common sleeve materials were determined through the analysis. The method of calculating the minimum rotor sleeve thickness and its corresponding amount of interference fit was proposed, which could suit the conditions of single extreme operation point and multiple extreme operation points, respectively. Applicable sleeve types were thus stated. For some conditions under which the magnets had insufficient tensile strength at hot state, the boundary equations were replaced to constrain the magnet stress, so as to obtain a safe sleeve scheme. The proposed method is sufficiently rapid, accurate and flexible, and can be applied to the multi-physics design of HSPMM.

KEY WORDS: high-speed permanent magnet machine; rotor retaining sleeve; stress calculation; thermal stress; orthotropic material; interference fit; multi-physics fields

摘要: 提出一种基于二维应力解析模型的高速永磁电机转子护套最小厚度设计方法。建立转子二维应力场计算的解析模型,能够考虑各向异性材料在预应力、离心力、热应力共同作用下的应力结果。由于无法实测高速转子内部的应力,通过有限元分析对应力解析模型进行验证。分析确定了采用3种常用护套材料转子的应力极限工况,提出适用于单极限工

况和多极限工况转子护套最小厚度及其对应过盈量的计算方法,并指出所适用的护套类型。针对某些永磁体热态抗拉强度不足的情况,该文通过替换边界条件对永磁体应力进行约束,得到了安全的护套方案。该方法计算速度快、准确性高、灵活性强,可应用于高速永磁电机的多场综合设计。

关键词: 高速永磁电机; 转子护套; 应力计算; 热应力; 各向异性材料; 过盈配合; 多物理场

0 引言

高速永磁电机具有高功率密度、高效率等优点,因此广泛应用于离心式压缩机、飞轮储能等领域^[1-5]。高速电机运行时,转子各部件受到巨大的离心力作用,因此常采用带转子护套的表贴式永磁转子结构,以保证永磁体的安全。常见的转子护套材料主要包括高强度金属材料(如钛合金、Inconel合金)和高强度复合材料(如碳纤维、玻璃纤维、芳纶纤维)两类,其物理属性有很大差异^[6]:金属护套导电性好,护套中的涡流损耗大,但其热导率高,转子散热容易;纤维护套电导率很低,护套中几乎没有涡流和损耗,但其导热性差,转子散热困难。因此,护套材料对于高速电机转子涡流损耗与温升具有显著的影响。

转子护套厚度的设计受到多物理场的共同约束。从应力的角度,护套必须有足够的厚度与合适的过盈量以保证高速下转子的安全;而从电磁设计的角度,护套应尽可能薄,因为护套与电机的实际气隙共同构成了电机的电磁气隙,护套厚度会直接影响电磁设计的可行范围。对于给定的电磁气隙,护套厚度最小化(即实际气隙最大化)有以下优势:1)减小导电类护套中的涡流损耗;2)降低护套的材料成本;3)降低转子的装配难度;4)减少转子重量,减轻轴承负荷;5)降低转子风摩损耗。对

基金项目: 国家自然科学基金(重点项目)(51837010); 工信部“特种电机材料生产应用示范平台”项目。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (Key Program)(51837010); Demonstration Platform Project of Ministry of Industry and Information Technology.

于通过气隙通风冷却的电机, 增大实际气隙还能减小气隙的空气流阻、增强转子表面的对流换热。综上, 在满足应力要求的前提下, 护套厚度的最小化可作为护套设计的主要目标。

针对护套厚度最小化这一目标, 文献[7-13]基于有限元分析模型, 采用参数扫描的方法研究了护套厚度与过盈量对转子应力的影响, 并据此确定护套参数。针对高速电机转子参数选取困难的问题, 文献[14]采用有限元法综合考虑了材料各向异性、离心力、热应力的影响, 提出了一套基于多场耦合的高速永磁电机转子优化设计方法。以上方法的不足之处在于: 针对每一组转轴和永磁体尺寸, 需要对护套厚度和过盈量 2 个参数开展高精度的扫描, 且计算多基于有限元模型, 调用过程复杂、计算量很大, 因此本文将采用基于应力解析模型的设计方法以提高计算效率。

在转子应力场解析计算方面, 文献[15]推导了转子强度的解析计算方法, 论述了转子结构型式的选取原则和转子主要尺寸的确定方法。文献[16]将转子受力简化为平面应变问题, 推导了两层和三层过盈配合转子的应力场解析公式, 并利用有限元方法验证了其正确性。基于厚壁圆筒理论, 文献[17]推导了各向同性护套材料永磁转子应力场的解析公式, 并据此分析了过盈量、护套厚度、转轴材料特性对转子强度的影响。文献[18]推导了各向异性材料转子护套的解析分析方法; 针对碳纤维护套, 提出了通过在护套内层缠绕各向同性的玻璃纤维以降低护套弯曲应力的方法。文献[19]推导了碳纤维护套高速热态转子强度的解析解, 考虑了过盈预应力、离心力和热应力的影响。文献[20-21]分别采用解析法和有限元法分析了含极间填充块的高速表贴式永磁同步电机的转子强度变化规律。针对三层和两层转子结构, 文献[22-23]推导了各向同性材料转子的应力解析模型。针对采用合金护套的永磁实心(无转轴)转子结构, 文献[24]建立了应力解析模型, 并在已知护套厚度的前提下, 利用该模型直接计算出使得护套与永磁体间具有临界接触压强的护套过盈量; 文献[25]建立了转子应力解析分析模型, 对比了 4 种护套材料、2 种永磁体材料下的转子应力分布, 并对各转子的护套尺寸进行了设计; 文献[26]推导了其二维应力的简化模型, 利用模型建立了护套应力与转子尺寸、转速、温升的函数关系, 然后通过参数扫描确定了使护套应力恰好达到

极限的护套厚度值。针对永磁体和护套间带铜屏蔽层的转子结构, 文献[27]提出了一种适用于各向同性合金护套的应力解析计算方法。

以上文献都是在已知转子材料、永磁体尺寸、工况等条件下, 计算分析转子应力, 再和应力极限值比较, 通过扫描、迭代等大规模搜索确定护套尺寸及过盈量。而本文首先预判出极限工况, 将该工况下的极限应力值作为给定条件, 逆向求解使该情况发生的护套尺寸及过盈量, 是一种直接、高效的设计方法。本文针对高速永磁电机转子护套厚度最小化的设计目标, 提出基于应力解析模型的设计方法。首先, 建立转子二维应力场计算的解析模型, 能够同时考虑各向异性材料在预应力、离心力、热应力共同作用下的应力与应变。然后, 分析确定 3 种常用护套材料转子应力的极限工况。根据转子应力极限工况数量的不同, 分别提出适用于单极限工况转子护套最小厚度及其对应过盈量的直接计算方法, 以及适用于多极限工况转子设计的间接计算方法。以一台 250kW、25kr/min 的高速永磁电机转子为例, 应用该方法对不同材料转子护套的厚度、过盈量开展设计, 并通过有限元分析对设计结果进行验证。

1 高速表贴式永磁电机

1.1 转子结构

本文所研究的高速永磁电机采用表贴式转子结构, 如图 1 所示, 由转轴(含实心轭部)、永磁体、护套 3 个部分构成。为简化计, 本文中假定永磁体的极弧系数是 180° 电角度。为避免永磁体因离心力作用与转轴分离或发生相对位移, 护套须始终与永磁体过盈配合, 其过盈量需通过应力分析确定。这里假定采用圆筒形永磁体, 与转轴过渡配合(二者的

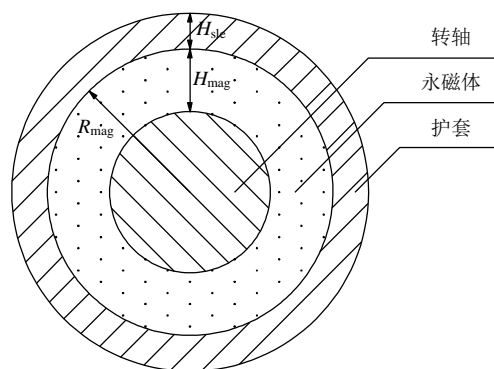


图 1 表贴式永磁转子结构与尺寸

Fig. 1 Structure and dimensions of surface-mounted PM rotor

过盈量为0),并用胶水固定^[28]。通过护套的过盈设计,可使永磁体对转轴产生足够的压强,以此实现转矩从永磁体到转轴的传递,防止二者之间发生滑移。对于瓦形永磁体,将在4节讨论。

综上,转子独立的设计尺寸包括:永磁体外半径 R_{mag} 、永磁体厚度 H_{mag} 、护套厚度 H_{sle} 和过盈量 H_{fit} 。在4个独立的转子尺寸中, R_{mag} 和 H_{mag} 取决于电磁方案,而 H_{sle} 和 H_{fit} 为转子机械应力设计的对象参数。应力设计的目标是:寻找使得转子应力在所有运行工况下满足要求的 $H_{sle}-H_{fit}$ 组合,从中选择最小的 H_{sle} 。

1.2 转子材料属性

高速电机常用的转子材料属性如表1所示^[7,13]。转轴常采用导磁的钢材料(如45号钢);永磁体常采用磁能积较高的稀土永磁材料(如钕铁硼、钐钴);转子护套常采用高强度金属(如钛合金、Inconel合金)或非金属材料(如碳纤维)。

表1 材料属性
Table 1 Material properties

参数	密度/ (kg/m ³)	弹性模量 E/GPa	泊松 比 μ	热膨胀系数 $\beta/(\times 10^{-6} K^{-1})$	(屈服/抗拉 强度)/MPa	
转轴	45号钢	7850	210	0.31	11	355
永磁体	钕铁硼	7400	160	0.24	8	75
	钐钴	8300	190	0.24	10	35
转子护套	钛合金	4400	110	0.31	8.45	825
	Inconel	8190	205	0.28	13	1100
碳纤维	切向	1800	125	0.28	-0.38	1960
	径向	1800	8.8	0.015	28	-100

注:碳纤维的切向泊松比表示切向应变对径向应变的影响,即 $\mu_{r\theta}$;径向泊松比表示径向应变对切向应变的影响,即 $\mu_{\theta r}$ 。

2 转子强度解析计算与分析

根据图1所示的“转轴-永磁体-护套”三层转子结构,建立考虑过盈预应力、离心力、热应力、材料各向异性的二维应力分析模型。首先,将每一层结构等效为内外均匀受压的厚壁圆筒模型,分析其受力情况,得到位移、应力、应变的解析表达式。然后,根据其配合方式和力的作用关系确定边界条件,求解不同区域表达式中的待定系数。

2.1 单一厚壁圆筒的应力与应变

将转子每个部件等效为一个厚壁圆筒,圆筒内外分别受到均匀压强的作用。取圆筒中一微小单元体 $abcd$ 进行分析,如图2所示。该单元体的内径为 r ,厚度为 dr ,夹角为 $d\theta$,圆筒各处沿半径方向

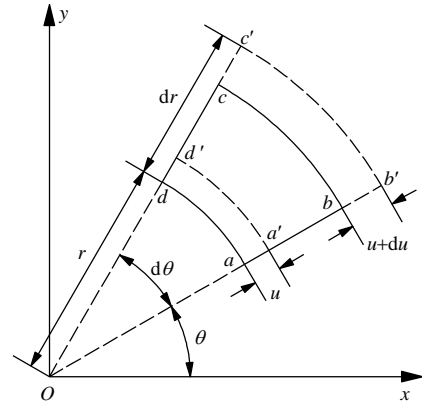


图2 单元体几何尺寸与形变

Fig. 2 Dimensions and deformation of an element
的位移为 u 。由几何关系知,应变-位移关系^[29]为

$$\begin{cases} \varepsilon_r = \frac{a'b' - ab}{ab} = \frac{[dr + (u + du) - u] - dr}{dr} = \frac{du}{dr} \\ \varepsilon_\theta = \frac{a'd' - ad}{ad} = \frac{(r + u)d\theta - rd\theta}{rd\theta} = \frac{u}{r} \end{cases} \quad (1)$$

对单元体进行受力分析,如图3所示。 ab 和 cd 面受到切向(即 θ 方向)应力 σ_θ 的作用, ad 和 bc 面受到径向(即 r 方向)应力的作用,大小分别为 σ_r 和 $\sigma_r + d\sigma_r$ 。考虑单元体受到的合力提供向心力,其受力平衡方程为

$$\rho(r d\theta dr)\omega^2 r = 2\sigma_\theta dr \sin \frac{d\theta}{2} + \sigma_r r d\theta - (\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr)d\theta \quad (2)$$

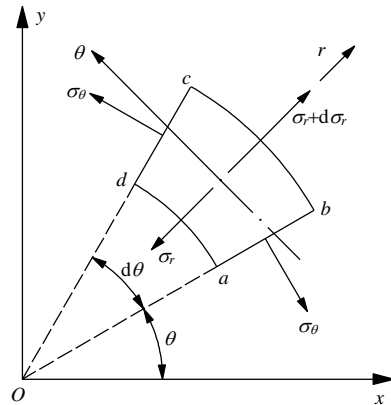


图3 单元体受力分析

Fig. 3 Force analysis of an element
忽略高阶微量^[29],整理可得:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \rho\omega^2 r = 0 \quad (3)$$

由线弹性条件下的广义胡克定律可知,应力-应变关系为

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_r \\ \varepsilon_\theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_r} & -\frac{\mu_{r\theta}}{E_\theta} \\ -\frac{\mu_{\theta r}}{E_r} & \frac{1}{E_\theta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_r \\ \sigma_\theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_r \\ \beta_\theta \end{bmatrix} \Delta T \quad (4)$$

式中： E_r 、 E_θ 分别为材料沿 r 、 θ 方向的弹性模量； $\mu_{r\theta}$ 、 $\mu_{\theta r}$ 为材料的泊松比，其中 $\mu_{r\theta}$ 表示材料 θ 方向应变对 r 方向应变的影响， $\mu_{\theta r}$ 表示材料 r 方向应变对 θ 方向应变的影响； β_r 、 β_θ 分别为材料沿 r 、 θ 方向的热膨胀系数。

由式(1)、(4)可得

$$\begin{bmatrix} du/dr \\ u/r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E_r & -\mu_{r\theta}/E_\theta \\ -\mu_{\theta r}/E_r & 1/E_\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_r \\ \sigma_\theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \beta_r \\ \beta_\theta \end{bmatrix} \Delta T \quad (5)$$

由此推导可得应力-位移关系式：

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{E_r}{1-\mu_{r\theta}\mu_{\theta r}} \left[\left(\frac{du}{dr} - \beta_r \Delta T \right) + \mu_{r\theta} \left(\frac{u}{r} - \beta_\theta \Delta T \right) \right] \\ \sigma_\theta = \frac{E_\theta}{1-\mu_{\theta r}\mu_{r\theta}} \left[\mu_{\theta r} \left(\frac{du}{dr} - \beta_r \Delta T \right) + \left(\frac{u}{r} - \beta_\theta \Delta T \right) \right] \end{cases} \quad (6)$$

将式(6)代入式(3)，可得

$$E_r r^2 \frac{d^2 u}{dr^2} + (E_r - \mu_{\theta r} E_\theta + \mu_{r\theta} E_r) r \frac{du}{dr} - E_\theta u = [(E_r - \mu_{\theta r} E_\theta) \beta_r - (E_\theta - \mu_{r\theta} E_r) \beta_\theta] r \Delta T - \rho \omega^2 r^3 (1 - \mu_{r\theta} \mu_{\theta r}) \quad (7)$$

由柔度矩阵的对称性 $\mu_{\theta r} E_\theta = \mu_{r\theta} E_r$ ^[19]，式(7)可化简为

$$E_r r^2 \frac{d^2 u}{dr^2} + E_r r \frac{du}{dr} - E_\theta u = -\rho \omega^2 r^3 (1 - \mu_{r\theta} \mu_{\theta r}) + [(E_r - \mu_{\theta r} E_\theta) \beta_r - (E_\theta - \mu_{r\theta} E_r) \beta_\theta] r \Delta T \quad (8)$$

该微分方程的解可分为通解 $u_0(r)$ 、离心力相关项特解 $u_\omega(r)$ 、热应力相关项特解 $u_T(r)$ 三个部分。其通解形式为

$$u_0(r) = C_1 r^k + C_2 r^{-k} \quad (9)$$

式中 $k = \sqrt{E_\theta/E_r}$ 。

离心力相关项特解为

$$u_\omega(r) = (1 - \mu_{r\theta} \mu_{\theta r}) \rho \omega^2 r^3 / [E_r (k^2 - 9)] \quad (10)$$

热应力相关项特解为

$$u_T(r) = \frac{C_T}{2k} \left(r^k \int_{r_i}^r r^{-k} dr - r^{-k} \int_{r_i}^r r^k dr \right) = \frac{C_T}{2k} \left[\frac{r^k (r^{-k+1} - r_i^{-k+1})}{-k+1} - \frac{r^{-k} (r^{k+1} - r_i^{k+1})}{k+1} \right] \quad (11)$$

式中： r_i 为所研究厚壁圆筒的内半径； C_T 为热应力相关系数。

$$C_T = [(\beta_r + \mu_{r\theta} \beta_\theta) - k^2 (\beta_\theta + \mu_{\theta r} \beta_r)] \Delta T \quad (12)$$

当材料各向同性时， $k=1$ ， $C_T=0$ ，不存在热应力相关项特解。这是由于各向同性材料的圆环由热膨胀引起的位移与其通解形式相同，可直接合并在

通解的常数中。

综上，各向异性材料区域的位移表达式简化为

$$u(r) = u_0(r) + u_\omega(r) + u_T(r) = C_1 r^k + C_2 r^{-k} + \frac{(1 - \mu_{r\theta} \mu_{\theta r}) \rho \omega^2}{E_r (k^2 - 9)} r^3 + \frac{C_T}{2k} \left[\frac{(r^{-k+1} - r_i^{-k+1}) r^k}{-k+1} - \frac{(r^{k+1} - r_i^{k+1}) r^{-k}}{k+1} \right] \quad (13)$$

各向同性材料区域的位移表达式可化简为

$$u(r) = u_0(r) + u_\omega(r) = C_1 r + C_2 r^{-1} + \frac{(\mu^2 - 1) \rho \omega^2}{8E} r^3 \quad (14)$$

对于各向同性的实心轴，由对称性可知轴心 ($r=0$)处位移为 0，则 $C_2=0$ ，位移表达式可进一步化简为

$$u(r) = C_1 r + (\mu^2 - 1) \rho \omega^2 r^3 / (8E) \quad (15)$$

最后，将式(13)分别代入式(1)和式(6)，可得应变、应力表达式：

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr} = k \cdot C_1 r^{k-1} - k \cdot C_2 r^{-k-1} + \frac{3(1 - \mu_{r\theta} \mu_{\theta r}) \rho \omega^2}{E_r (k^2 - 9)} r^2 + \frac{C_T}{2k} \left[\frac{1 - k \cdot r_i^{-k+1} r^{k-1}}{-k+1} - \frac{1 + k \cdot r_i^{k+1} r^{-k-1}}{k+1} \right] \quad (16)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{u}{r} = C_1 r^{k-1} + C_2 r^{-k-1} + \frac{(1 - \mu_{r\theta} \mu_{\theta r}) \rho \omega^2}{E_r (k^2 - 9)} r^2 + \frac{C_T}{2k} \left[\frac{1 - r_i^{-k+1} r^{k-1}}{-k+1} - \frac{1 - r_i^{k+1} r^{-k-1}}{k+1} \right] \quad (17)$$

$$\sigma_r = \frac{E_r}{1 - \mu_{r\theta} \mu_{\theta r}} \left[\left(\frac{du}{dr} - \beta_r \Delta T \right) + \mu_{r\theta} \left(\frac{u}{r} - \beta_\theta \Delta T \right) \right] = \frac{E_r}{1 - \mu_{r\theta} \mu_{\theta r}} \cdot \{ [(k + \mu_{r\theta}) C_1 r^{k-1} + (\mu_{r\theta} - k) \cdot C_2 r^{-k-1}] + \left[\frac{(3 + \mu_{r\theta})(1 - \mu_{r\theta} \mu_{\theta r}) \rho \omega^2}{E_r (k^2 - 9)} r^2 \right] + \frac{C_T}{2k} \left[\frac{(1 + \mu_{r\theta}) - (k + \mu_{r\theta}) r_i^{-k+1} r^{k-1}}{-k+1} - \frac{(1 + \mu_{r\theta}) + (k - \mu_{r\theta}) r_i^{k+1} r^{-k-1}}{k+1} \right] - (\beta_r + \mu_{r\theta} \beta_\theta) \Delta T \} \quad (18)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E_\theta}{1 - \mu_{\theta r} \mu_{r\theta}} \left[\mu_{\theta r} \left(\frac{du}{dr} - \beta_r \Delta T \right) + \left(\frac{u}{r} - \beta_\theta \Delta T \right) \right] = \frac{E_\theta}{1 - \mu_{\theta r} \mu_{r\theta}} \cdot \{ [(1 + k \cdot \mu_{\theta r}) C_1 r^{k-1} + (1 - k \cdot \mu_{\theta r}) \cdot C_2 r^{-k-1}] + \left[\frac{(1 + 3\mu_{\theta r})(1 - \mu_{r\theta} \mu_{\theta r}) \rho \omega^2}{E_r (k^2 - 9)} r^2 \right] + \frac{C_T}{2k} \left[\frac{(1 + \mu_{\theta r}) - (1 + k \cdot \mu_{\theta r}) r_i^{-k+1} r^{k-1}}{-k+1} - \frac{(1 + \mu_{\theta r}) + (k \cdot \mu_{\theta r} - 1) r_i^{k+1} r^{-k-1}}{k+1} \right] - (\beta_\theta + \mu_{\theta r} \beta_r) \Delta T \} \quad (19)$$

2.2 组合厚壁圆筒的应力与应变

考虑转轴、永磁体、护套三层结构，各向同性的转轴、永磁体的径向位移分别为

$$u_{\text{sft}}(r) = C_{1.\text{sft}}r + \frac{(\mu_{\text{sft}}^2 - 1)\rho_{\text{sft}}\omega^2}{8E_{\text{sft}}}r^3 \quad (20)$$

$$u_{\text{mag}}(r) = C_{1.\text{mag}}r + C_{2.\text{mag}}r^{-1} + \frac{(\mu_{\text{mag}}^2 - 1)\rho_{\text{mag}}\omega^2}{8E_{\text{mag}}}r^3 \quad (21)$$

各向同性护套材料的径向位移为

$$u_{\text{sle}}(r) = C_{1.\text{sle}}r + C_{2.\text{sle}}r^{-1} + \frac{(\mu_{\text{sle}}^2 - 1)\rho_{\text{sle}}\omega^2}{8E_{\text{sle}}}r^3 \quad (22)$$

各向异性护套材料的径向位移为

$$u_{\text{sle}}(r) = C_{1.\text{sle}}r^{k_{\text{sle}}} + C_{2.\text{sle}}r^{-k_{\text{sle}}} + \frac{(1 - \mu_{r\theta.\text{sle}}\mu_{\theta r.\text{sle}})\rho_{\text{sle}}\omega^2}{E_{r.\text{sle}}(k_{\text{sle}}^2 - 9)}r^3 + \frac{C_{T.\text{sle}}}{2k_{\text{sle}}} \cdot \left[\frac{(r^{-k_{\text{sle}}+1} - R_{\text{mag}}^{-k_{\text{sle}}+1})r^{k_{\text{sle}}}}{-k_{\text{sle}} + 1} - \frac{(r^{k_{\text{sle}}+1} - R_{\text{mag}}^{k_{\text{sle}}+1})r^{-k_{\text{sle}}}}{k_{\text{sle}} + 1} \right] \quad (23)$$

由此可见，三层结构共有5个待定系数 $C_{1.\text{sft}}$ 、 $C_{1.\text{mag}}$ 、 $C_{2.\text{mag}}$ 、 $C_{1.\text{sle}}$ 、 $C_{2.\text{sle}}$ 需要求解。转轴外半径、护套外半径分别为 $R_{\text{sft}}=R_{\text{mag}}-H_{\text{mag}}$ 和 $R_{\text{sle}}=R_{\text{mag}}+H_{\text{sle}}$ ，根据转子的结构及其受力情况，可以列写位移与应力约束如下：

$$\begin{cases} u_{\text{sft}}(R_{\text{sft}}) = u_{\text{mag}}(R_{\text{sft}}) \\ u_{\text{sle}}(R_{\text{mag}}) - u_{\text{mag}}(R_{\text{mag}}) = H_{\text{fit}} \\ \sigma_{r.\text{sft}}(R_{\text{sft}}) = \sigma_{r.\text{mag}}(R_{\text{sft}}) \\ \sigma_{r.\text{mag}}(R_{\text{mag}}) = \sigma_{r.\text{sle}}(R_{\text{mag}}) \\ \sigma_{r.\text{sle}}(R_{\text{sle}}) = 0 \end{cases} \quad (24)$$

联立以上5个方程，可求出5个待定系数，得到位移关于径向距离 r 的表达式。将其代入应力-位移关系(式(18)、(19))，即可得到转子应力的分布情况。

2.3 解析计算与有限元分析结果对比

以一台250kW, 25kr/min的高速永磁电机为例，分别通过解析和有限元方法对其转子应力进行分析。经初步电磁计算，确定了转子采用外半径为44mm、厚度为8mm的钕铁硼永磁体及45号钢转轴。由于各向同性材料为各向异性材料的特例，本节以各向异性的碳纤维材料为例进行验证，其厚度暂定为2mm，与永磁体间的过盈量为0.3mm。安全起见，应力计算均考虑1.2倍额定转速(30kr/min)，安全系数取1.5(即材料许用应力按表1中屈服/抗拉强度的2/3计)。经解析计算和有限元分析，转子径

向位移、径向和切向应力的分布情况如图4所示，有限元结果验证了解析计算模型的准确性。图中 $r < 36$ ， $36 < r < 44$ ， $r > 44$ 分别表示转轴、永磁体和护套区域；曲线为解析计算结果，圆圈为有限元分析结果；拉应力为正值，压应力为负值。

图4(a)表示转轴、永磁体、护套各部位相对其自由状态原始尺寸的径向位移量。永磁体与转轴过渡配合，因此其径向位移量是连续的；护套与永磁体过盈配合，因此其交界面存在过盈量大小的位移差。如图4(b)所示，由于过盈配合，护套与永磁体的接触面存在较大的径向压应力，可以抵消永磁体受到的部分离心力，起到保护永磁体的作用。值得注意的是，转轴与永磁体接触面需要维持一定的正压强以传递转矩，否则转轴与永磁体会发生滑动。接触面所需压强的大小可根据转矩、接触面摩擦系数等计算得到。如图4(c)所示，切向应力几乎全部由最外侧的护套承担，且护套内缘的拉应力最大。应力设计过程中需保证护套的最大拉应力在其许用范围内。考虑到转轴内的应力远小于其许用应力，后续分析仅显示 $r \geq 30\text{mm}$ 的转子区域。

需要说明的是，图4所示两种计算方法都已考虑了转子温升引起的热应力。但是，这里仅仅是为

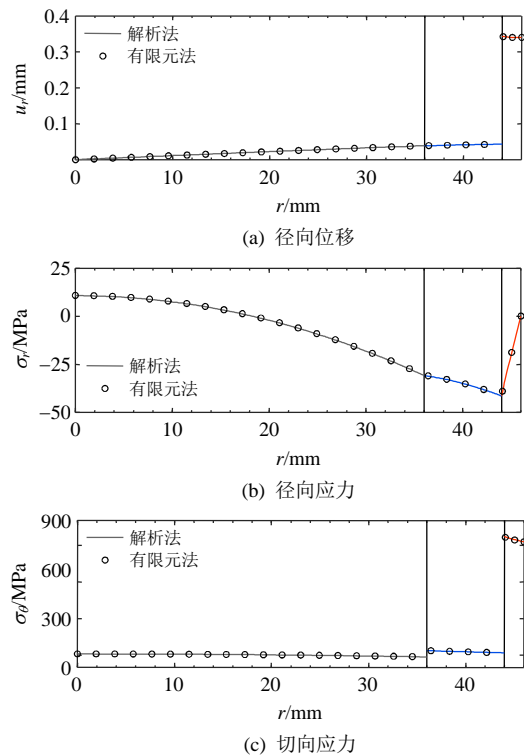


图4 高速热态转子位移与应力验证(以碳纤维护套为例)
 Fig. 4 Displacement and stress validation of the rotor at high-speed and high-temperature (taking carbon fiber sleeve as an example)

了验证解析法与有限元法的吻合度，而不是分析一个实际电机，因此在此案例中的热态只是简单地把转子温升设置为 100K，而并没有预先作温度场计算。

2.4 转子极限工况的确定

由 2.3 节分析可知，护套的设计约束主要包括：

- 1) 保证转轴和永磁体间保持一定的正压强 σ_{contact} ；
- 2) 保证护套的切向应力在护套许用应力 $\sigma_{\theta,\text{sle.max}}$ 以内，即：

$$\begin{cases} \sigma_{r,\text{sft}}(R_{\text{sft}}) < -\sigma_{\text{contact}} \\ \sigma_{\theta,\text{sle}}(R_{\text{mag}}) < \sigma_{\theta,\text{sle.max}} \end{cases} \quad (25)$$

这 2 个约束必须在所有工况下都满足要求，因此需对每一种护套材料、最高/最低速度与最高/最低温升的各种组合下，对极限应力出现的工况和位置进行确定。本文研究所用的 3 种材料护套的尺寸参数如表 2 所示，最高转速为 30kr/min(1.2 倍超速)，预设最高温升为 100K(实际较低)。

下面仍以碳纤维护套为例，采用前述方法进行计算分析。如图 5 所示，在 $r=36\text{mm}$ 处是永磁体与转轴的界面，此处径向接触压强须足够大，否则永磁体会发生滑移。而该接触压强的最小值发生在高速冷态工况，如图 5(a)所示。因此，把高速冷态定义为检验永磁体是否滑移的极限工况。在 $r=44\text{mm}$ 处是永磁体与护套的界面，此处护套的切向拉应力是整个护套中最大的。该拉应力必须足够小，否则护套会断裂。由于碳纤维护套切向热膨胀系数小于钕铁硼永磁体的热膨胀系数，因此该拉应力的最大值发生在高速热态工况，如图 5(b)所示。因此，把

表 2 采用不同材料护套转子的初始尺寸

Table 2 Initial dimensions of rotors with different sleeve materials

护套材料	R_{mag}/mm	H_{mag}/mm	H_{sle}/mm	H_{fl}/mm
钛合金	44	8	4	0.2
Inconel	44	8	4	0.1
碳纤维	44	8	2	0.3

表 3 各转子在不同工况下的应力极限值

Table 3 Extreme stress values of investigated rotors at various operation points

护套材料		钛合金		Inconel		碳纤维	
应力类别		转轴表面	护套最大切	转轴表面	护套最大切	转轴表面	护套最大切
		接触压强/MPa	向拉应力/MPa	接触压强/MPa	向拉应力/MPa	接触压强/MPa	向拉应力/MPa
静止	冷态	42	471	39	427	38	828
	热态	52	488	42	373	52	954
高速	冷态	<u>15</u>	490	<u>5</u>	<u>466</u>	<u>16</u>	844
	热态	25	<u>507</u>	9	412	31	<u>971</u>

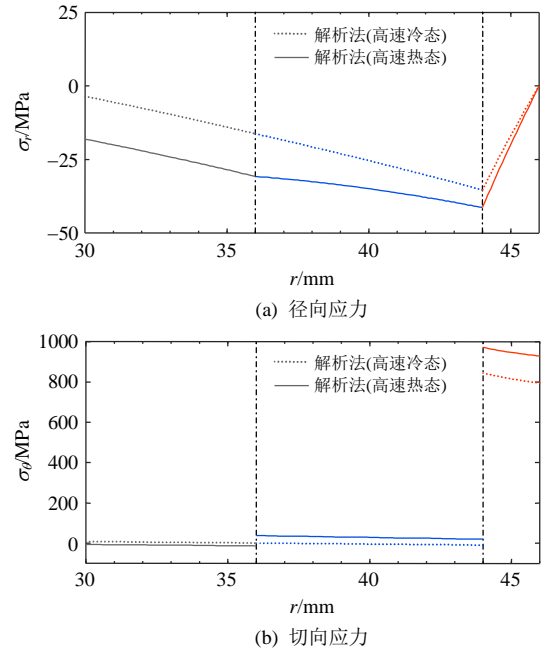


图 5 碳纤维护套转子不同工况下的应力分布

Fig. 5 Stress distribution of the rotor with carbon fiber sleeve at various operation points

高速热态定义为检验护套是否断裂的极限工况。对于该采用碳纤维护套的高速电机转子，2 种极限工况下对应的永磁体对转轴的径向接触压强和护套内缘的切向拉应力分别是 16MPa 和 971MPa，满足防止永磁体滑移与护套断裂的要求。

然而，对于不同材质的护套，由于护套的材料参数不同，其应力极限工况也并不一定相同。本文分别以表 2 中的转子材料与尺寸为例，对其静止冷态、静止热态、高速冷态、高速热态 4 种工况下的永磁体接触压强和护套最大切向拉应力进行了计算，结果如表 3 所示，表中分别对各种材质护套转子的 2 个极限工况作下划线标记。各材质护套转子的永磁体接触压强的极限工况均为高速冷态，而护套最大切向拉应力的极限工况因护套热特性的不同而有所差异。对于钛合金和碳纤维护套，其切向热膨胀系数小于永磁体的热膨胀系数，因此高温下会产生较大的热应力，使护套切向应力进一步恶化。而

对于 Inconel 合金，其热膨胀系数大于永磁体，因此在高温下，这种材料护套的切应力反而有所减小。

由表 3 所示应力计算结果可见，Inconel 护套转子的永磁体最小接触压强和护套最大切向拉应力均出现在高速低温的情况，将其称为单极限工况转子；而钛合金与碳纤维护套转子的永磁体最小接触压强和护套最大切向拉应力分别出现在高速低温和高速高温两种不同的工况，因此将二者称为多极限工况转子。下节将分别阐述这两种类型转子的设计方法。

3 高速永磁电机转子护套设计方法

3.1 单极限工况转子护套设计方法

对于具有单极限工况的 Inconel 合金护套转子，若存在某个护套厚度 H_{sle} 和过盈量 H_{fit} ，使得永磁体与转轴间的接触压强以及护套切应力均在高速冷态恰好达到极限，则说明该护套已尽限利用，该厚度即为该护套的最小厚度。在这个情形下，转子的位移、应力满足以下边界方程：

$$\begin{cases} u_{sft}(R_{sft}) = u_{mag}(R_{sft}) \\ u_{sle}(R_{mag}) - u_{mag}(R_{mag}) = H_{fit} \\ \sigma_{r,sft}(R_{sft}) = -\sigma_{contact} \\ \sigma_{r,mag}(R_{sft}) = -\sigma_{contact} \\ \sigma_{r,mag}(R_{mag}) = \sigma_{r,sle}(R_{mag}) \\ \sigma_{\theta,sle}(R_{mag}) = \sigma_{\theta,sle,max} \\ \sigma_{r,sle}(R_{sle}) = 0 \end{cases} \quad (26)$$

方程(26)中共存在 H_{sle} 、 H_{fit} 、 $C_{1,sft}$ 、 $C_{1,mag}$ 、 $C_{2,mag}$ 、 $C_{1,sle}$ 、 $C_{2,sle}$ 7 个待定系数，可直接求解此方程，得到最小护套厚度 H_{sle} 和过盈量 H_{fit} 。

仍以上文所述转轴和永磁体尺寸为例，应用上述方法确定 Inconel 护套的尺寸。取永磁体对转轴的最小接触压强 $\sigma_{contact}=10\text{MPa}$ ，护套最大切向拉应力 $\sigma_{\theta,sle,max}=735\text{MPa}$ ，经计算可得最小护套厚度为 2.35mm ，对应过盈量为 0.16mm 。对高速冷态条件下该转子的应力分布分别进行解析和有限元分析，结果对比如图 6 所示。由图 6 可以看出，二者非常吻合，此外永磁体对转轴的径向接触压强和护套的最大切向拉应力分别在各自的极限值附近 (10MPa 和 735MPa)，该设计满足应力要求，且 Inconel 护套已尽限利用，厚度达到了最小值。

3.2 多极限工况转子护套设计方法

对于具有多极限工况的钛合金或碳纤维护套转子，首先假定其护套厚度已知为 H_{sle} ，那么一定

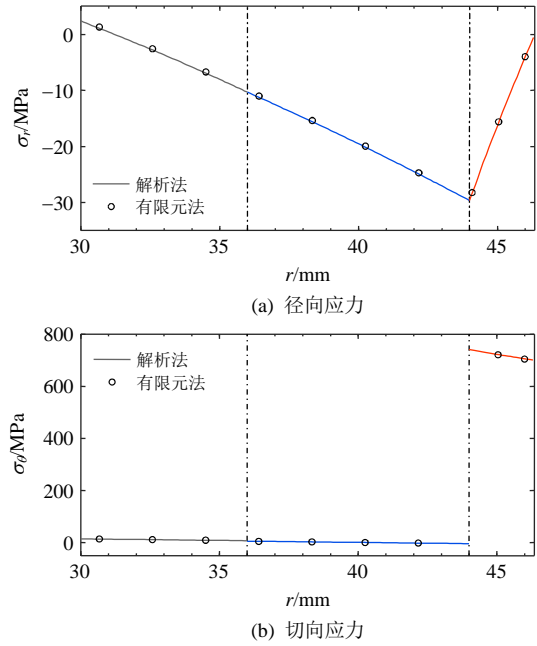


图 6 单极限工况(高速冷态)下 Inconel 合金护套转子应力验证

Fig. 6 Stress validation of the rotor with designed Inconel sleeve at single extreme operation point (high-speed, no temperature-rise)

存在一个过盈量 $H_{fit,contact}$ 使得永磁体与转轴间的接触压强在高速冷态刚好达到极限，也存在一个过盈量 $H_{fit,sle,max}$ 使得护套切向拉应力在高速热态刚好达到极限。在此 H_{sle} 下，若取某个大于 $H_{fit,contact}$ 的过盈量，则高速冷态的接触压强能够超过极限压强 $\sigma_{contact}$ ，可防止永磁体滑移；同理，在此 H_{sle} 下，若取某个小于 $H_{fit,sle,max}$ 的过盈量，则高速热态的护套最大切应力能够控制在其许用应力 $\sigma_{\theta,sle,max}$ 范围内，可防止护套断裂。综上，若给定某一护套厚度时 $H_{fit,contact} < H_{fit} < H_{fit,sle,max}$ ，则说明存在某个过盈量 H_{fit} 满足 $H_{fit,contact} < H_{fit} < H_{fit,sle,max}$ ，使得 2 种工况下的转子应力均满足要求；否则，说明此护套厚度不足，不论多大的过盈量都不能使转子应力同时满足 2 种极限工况的要求。

下面简述 $H_{fit,contact}$ 与 $H_{fit,sle,max}$ 的计算方法。在高速冷态、临界接触压强条件下，转子的位移、应力满足以下方程：

$$\begin{cases} u_{sft}(R_{sft}) = u_{mag}(R_{sft}) \\ u_{sle}(R_{mag}) - u_{mag}(R_{mag}) = H_{fit,contact} \\ \sigma_{r,sft}(R_{sft}) = -\sigma_{contact} \\ \sigma_{r,mag}(R_{sft}) = -\sigma_{contact} \\ \sigma_{r,mag}(R_{mag}) = \sigma_{r,sle}(R_{mag}) \\ \sigma_{r,sle}(R_{sle}) = 0 \end{cases} \quad (27)$$

方程(27)中共存在 $H_{fit.contact}$ 、 $C_{1.sft}$ 、 $C_{1.mag}$ 、 $C_{2.mag}$ 、 $C_{1.sle}$ 、 $C_{2.sle}$ 6 个待定系数，可直接求解此方程，得到护套过盈量可行域的下界 $H_{fit.contact}$ 。

在高速热态、临界护套切应力条件下，转子的位移、应力满足以下方程：

$$\begin{cases} u_{sft}(R_{sft}) = u_{mag}(R_{sft}) \\ u_{sle}(R_{mag}) - u_{mag}(R_{mag}) = H_{fit.slemax} \\ \sigma_{r.sft}(R_{sft}) = \sigma_{r.mag}(R_{sft}) \\ \sigma_{r.mag}(R_{mag}) = \sigma_{r.sle}(R_{mag}) \\ \sigma_{\theta.sle}(R_{mag}) = \sigma_{\theta.sle.max} \\ \sigma_{r.sle}(R_{sle}) = 0 \end{cases} \quad (28)$$

方程中共存在 $H_{fit.slemax}$ 、 $C_{1.sft}$ 、 $C_{1.mag}$ 、 $C_{2.mag}$ 、 $C_{1.sle}$ 、 $C_{2.sle}$ 6 个待定系数，可直接求解此方程，得到护套过盈量可行域的上界 $H_{fit.slemax}$ 。

以上文提到的电机转子为例，对碳纤维护套不同厚度下的过盈量可行范围进行计算，如图 7 所示。这里取永磁体对转轴的最小接触压强为 10MPa，护套的极限切向拉应力为 1300MPa。 $H_{fit.contact}=H_{fit.slemax}$ 时，护套厚度在可行范围内最小，在合理范围内对护套厚度进行搜索，即可得到最小护套厚度及其所需的过盈量。本文采用二分法进行搜索，当搜索精度设置为 0.01mm 时，需要计算 13 个护套厚度下的过盈量极限，总耗时仅 10s 左右(前述单极限工况转子的计算耗时小于 1s)。经计算，碳纤维护套的最小厚度为 1.17mm，对应的过盈量为 0.41mm。

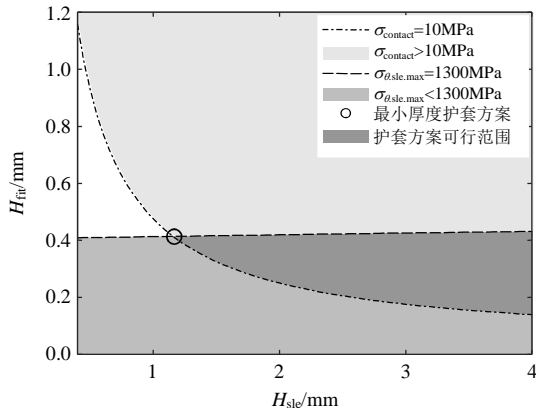
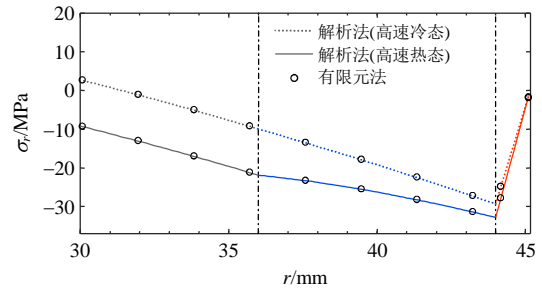


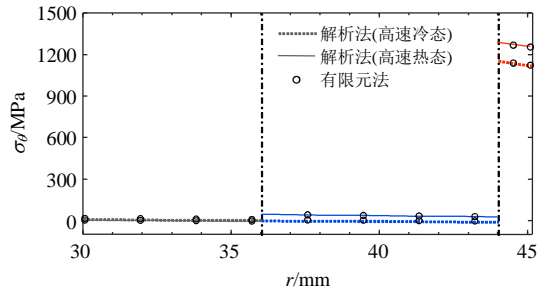
图 7 碳纤维护套方案可行范围

Fig. 7 Feasible range of carbon fiber sleeve

分别对高速冷态、热态条件下该转子的应力分布进行解析和有限元分析，结果如图 8 所示。2 种工况下永磁体与转轴的径向接触压强均等于或大于设计值(10MPa)，而护套的最大切向拉应力也均等于或低于其许用应力(1300MPa)，该设计满足各工况下的应力要求，且已将护套材料尽限利用。



(a) 径向应力



(b) 切向应力

图 8 多极限工况下碳纤维护套转子应力验证

Fig. 8 Stress validation of the rotor with designed carbon fiber sleeve at multiple extreme operation points

同样地，也可以针对钛合金护套进行相关计算分析，设计出材料尽限利用的护套尺寸参数，本案例中钛合金护套的最小厚度为 3.05mm，对应的过盈量为 0.22mm。

3.3 高速热态永磁体强度校核与保护

常见稀土永磁材料的抗压强度都很高，因此通常情况下仅需校核永磁体的拉应力是否超过其许用应力。由表 1 可知，钕铁硼永磁材料的抗拉强度大于钕钴，即从永磁体强度的角度，钕铁硼材料更适用于高速电机转子。在前述的设计方案中，不同工况下永磁体的拉应力均在抗拉与抗压强度范围内，因此不需要对其进行额外的保护。但是对于其他转子尺寸、材料或速度，可能会出现永磁体与转轴接触压强和护套切向拉应力都达标，然而永磁体切向拉应力却超出其许用应力的情况。此时，可以通过增大护套预应力的方法，加强对永磁体的保护，减小永磁体中的切向拉应力^[12]。

因此，在按照原有两约束设计完成后，应该对永磁体切向拉应力进行校核，如发现永磁体应力超标，则需追加以永磁体应力极限为约束的计算。当永磁体的最大切向拉应力限制为许用应力时，永磁体与转轴的接触压强会大于原设定值(本文中为 10MPa)，自动满足压强约束，因此不需要再对接触压强进行约束。

经过解析计算与有限元分析可知，永磁体切向

拉应力主要由热膨胀引起,各材料转子永磁体的最大拉应力均出现在高速热态工况,且位于内侧与转轴的接触面。

3.3.1 护套应力极限出现于高速冷态

对于 Inconel 护套,其护套应力极限出现于高速冷态,而永磁体应力极限出现于高速热态,因此,当按照 3.1 节计算出的转子方案中永磁体内侧切向拉应力超过永磁体许用应力时,该问题会转化为多极限工况问题,可应用与 3.2 节相似的方法进行求解。约束该设计的 2 个极限工况分别为:高速冷态护套强度约束以及高速热态永磁体强度约束。即高速冷态满足:

$$\begin{cases} u_{\text{sft}}(R_{\text{sft}}) = u_{\text{mag}}(R_{\text{sft}}) \\ u_{\text{sle}}(R_{\text{mag}}) - u_{\text{mag}}(R_{\text{mag}}) = H_{\text{fit.slemax}} \\ \sigma_{r,\text{sft}}(R_{\text{sft}}) = \sigma_{r,\text{mag}}(R_{\text{sft}}) \\ \sigma_{r,\text{mag}}(R_{\text{mag}}) = \sigma_{r,\text{sle}}(R_{\text{mag}}) \\ \sigma_{\theta,\text{sle}}(R_{\text{mag}}) = \sigma_{\theta,\text{sle,max}} \\ \sigma_{r,\text{sle}}(R_{\text{sle}}) = 0 \end{cases} \quad (29)$$

方程(29)中包含 $H_{\text{fit.slemax}}$ 、 $C_{1,\text{sft}}$ 、 $C_{1,\text{mag}}$ 、 $C_{2,\text{mag}}$ 、 $C_{1,\text{sle}}$ 、 $C_{2,\text{sle}}$ 6 个待定系数。高速热态满足:

$$\begin{cases} u_{\text{sft}}(R_{\text{sft}}) = u_{\text{mag}}(R_{\text{sft}}) \\ u_{\text{sle}}(R_{\text{mag}}) - u_{\text{mag}}(R_{\text{mag}}) = H_{\text{fit.magmax}} \\ \sigma_{r,\text{sft}}(R_{\text{sft}}) = \sigma_{r,\text{mag}}(R_{\text{sft}}) \\ \sigma_{r,\text{mag}}(R_{\text{mag}}) = \sigma_{r,\text{sle}}(R_{\text{mag}}) \\ \sigma_{\theta,\text{mag}}(R_{\text{sft}}) = \sigma_{\theta,\text{mag,max}} \\ \sigma_{r,\text{sle}}(R_{\text{sle}}) = 0 \end{cases} \quad (30)$$

方程(30)中包含 $H_{\text{fit.magmax}}$ 、 $C_{1,\text{sft}}$ 、 $C_{1,\text{mag}}$ 、 $C_{2,\text{mag}}$ 、 $C_{1,\text{sle}}$ 、 $C_{2,\text{sle}}$ 6 个待定系数。

对于某一个护套厚度,一方面根据高速冷态护套强度约束确定其过盈量上限 $H_{\text{fit.slemax}}$;另一方面,根据高速热态永磁体强度约束确定其过盈量下限 $H_{\text{fit.magmax}}$ 。利用二分法进行搜索即可得到最小护套厚度。

3.3.2 护套应力极限出现于高速热态

对于钛合金或碳纤维护套,其护套应力极限出现于高速热态,当按照 3.2 节计算出的转子方案中永磁体内侧切向拉应力超过永磁体许用应力时,因为永磁体拉应力最恶劣的工况也出现在高速热态,所以该问题简化为单极限工况问题。约束该设计的高速热态工况既包括原有的护套强度约束,又包括永磁体强度约束,即高速热态满足:

$$\begin{cases} u_{\text{sft}}(R_{\text{sft}}) = u_{\text{mag}}(R_{\text{sft}}) \\ u_{\text{sle}}(R_{\text{mag}}) - u_{\text{mag}}(R_{\text{mag}}) = H_{\text{fit}} \\ \sigma_{r,\text{sft}}(R_{\text{sft}}) = \sigma_{r,\text{mag}}(R_{\text{sft}}) \\ \sigma_{r,\text{mag}}(R_{\text{mag}}) = \sigma_{r,\text{sle}}(R_{\text{mag}}) \\ \sigma_{\theta,\text{mag}}(R_{\text{sft}}) = \sigma_{\theta,\text{mag,max}} \\ \sigma_{\theta,\text{sle}}(R_{\text{mag}}) = \sigma_{\theta,\text{sle,max}} \\ \sigma_{r,\text{sle}}(R_{\text{sle}}) = 0 \end{cases} \quad (31)$$

方程(31)中包含 H_{sle} 、 H_{fit} 、 $C_{1,\text{sft}}$ 、 $C_{1,\text{mag}}$ 、 $C_{2,\text{mag}}$ 、 $C_{1,\text{sle}}$ 、 $C_{2,\text{sle}}$ 7 个待定系数,可直接求解得到护套尺寸。

此时,需要比原设计更大的过盈量和护套厚度来保证高速热态永磁体应力在安全范围内。若高速热态的护套强度约束和永磁体强度约束均达标,则高速冷态的接触压强会自然地超过原设定值(本文中为 10MPa),是更加严格、安全的方案。

3.3.3 案例分析

本例中,若假定永磁体许用应力仅为 30MPa,则原方案永磁体在高速热态应力超出限制,须重新约束并按照 3.3.1 节或 3.3.2 节的方法重新进行设计,设计结果及应力极限值如表 4 所示。增加永磁体应力约束后,护套厚度有所增加,过盈量基本不变。永磁体、护套的最大切向拉应力分别准确限制在各自的许用应力,而且转轴与永磁体的接触压强在各工况均超过了原方案设定的 10MPa,满足所有应力约束条件。

考虑到材料属性、模型尺寸的不准确性以及有限元方法的误差,实际运用时可以适当严格应力要求,预留一些余量(如降低材料的许用应力、提高接触压强要求等),从而得到更加安全可靠的方案。

4 瓦形与环形永磁体的对比分析

在前文分析中,永磁体假定为环形(即厚壁圆筒形),但实际永磁体可能由若干个磁瓦构成,而非一个完整的圆环,因此转子的应力分布会有些许不同。当转子受热膨胀时,由于永磁体的膨胀系数小于转轴,瓦形永磁体会沿切向发生微小的位移,即磁瓦沿圆周方向呈收缩趋势。当永磁体与护套间光滑接触时(摩擦系数为 0),永磁体的切向位移不会牵连护套发生切向形变,因此护套应力分布情况与永磁体为环形时几乎相同,即厚壁筒形的假定是成立的。但如果永磁体与护套之间有摩擦力的存在,永磁体的切向位移就会牵连护套,使护套在对应磁瓦两端的部位产生一个较大的拉应力,且这个拉应

表4 增加永磁体应力约束前后各转子尺寸及应力极限值

Table 4 Dimensions and extreme stress values of investigated rotors before and after restricting the magnet stress

护套材料	护套厚度/mm	过盈量/mm	应力类别	高速冷态	高速热态	
钛合金	原方案	3.05	0.22	转轴表面接触压强/MPa	10	19
				永磁体最大切向拉应力/MPa	6	46*
				护套最大切向拉应力/MPa	533	550
	约束后	5.32	0.22	转轴表面接触压强/MPa	31	41
				永磁体最大切向拉应力/MPa	-10	30
				护套最大切向拉应力/MPa	533	550
Inconel	原方案	2.35	0.16	转轴表面接触压强/MPa	10	15
				永磁体最大切向拉应力/MPa	6	50*
				护套最大切向拉应力/MPa	735	678
	约束后	4.79	0.16	转轴表面接触压强/MPa	38	41
				永磁体最大切向拉应力/MPa	-16	30
				护套最大切向拉应力/MPa	735	681
碳纤维	原方案	1.17	0.41	转轴表面接触压强/MPa	10	22
				永磁体最大切向拉应力/MPa	6	44*
				护套最大切向拉应力/MPa	1172	1300
	约束后	1.82	0.42	转轴表面接触压强/MPa	27	41
				永磁体最大切向拉应力/MPa	-7	30
				护套最大切向拉应力/MPa	1173	1300

注: 上标“*”表示当假定永磁体许用应力仅 30MPa 时, 该应力值超出限制。

力的大小与摩擦系数正相关。

为此, 对 3 节中按照最小护套厚度目标设计好的钛合金、Inconel、碳纤维护套转子分别进行有限元计算, 考虑了永磁体从环形变为 4 块极弧为 180° 电角度的瓦形时转子应力分布的变化, 护套与永磁体接触面的摩擦系数均设置为 0.1。有限元计算表明, 分块后 3 种护套转子永磁体对转轴的接触压强均未发生显著的变化, 仍保持在 10MPa。钛合金护套的高速热态最大切向拉应力从 549MPa 增加至 586MPa, 高速冷态几乎不变; Inconel 护套的热态最大切向拉应力从 678MPa 增加至 706MPa, 高速冷态几乎不变; 碳纤维护套的高速热态最大切向拉应力从 1294MPa 增加至 1355MPa, 高速冷态几乎不变。

综上, 具有瓦形永磁体的转子仍可按照圆筒形永磁体进行解析计算, 只是实际应用时需预先计算出瓦形永磁体相比环形引起护套应力增加的大致范围, 然后在应用 3 节所述方法设计时预留出一定的应力裕量, 并对设计方案进行有限元校核。

对于采用极弧小于 180° 电角度磁瓦的转子, 一般会在永磁体的极间填充其他与永磁体机械特性相似的材料, 以减小护套的弯曲应力, 例如文献[30]所提到的铝钢复合材料或未充磁的永磁体。填充后的转子可采用与瓦形永磁体转子类似的方法进行

分析与设计。

总之, 无论永磁体是环形还是瓦形, 都可以先假定为厚壁圆筒形, 然后按 3 节所述的方法进行快速分析与设计, 然后按实际的永磁体形状, 只进行一次有限元校核, 确定护套许用应力的裕量(即减小许用应力), 再根据新的许用应力按 3 节的方法进行分析与设计。这里虽然有迭代过程, 但有限元法仅用于校核, 而不像常规方法那样用于护套尺寸的设计(在本文的方法中, 护套尺寸是按 3 节的解析计算进行设计的), 所以依然比常规方法要快捷得多。

5 结论

本文针对高速永磁电机转子护套厚度最小化设计的问题, 提出了基于应力解析模型的快速设计方法。建立了转子二维应力场计算的解析模型, 能够同时考虑各向异性材料在预应力、离心力、热应力共同作用下的应力与应变, 并通过有限元方法验证了其准确性。分析确定了各种护套材料转子应力的极限工况, 并根据其应力极限工况数量的不同, 将其分为单极限工况和多极限工况转子 2 类。对于单极限工况转子, 提出了其护套最小厚度及对应过盈量的直接计算方法。对于多极限工况转子, 利用二分法进行搜索, 在合理范围内能够快速逼近其护套厚度的最小可行解。以一台 250kW、25kr/min 的

高速永磁电机转子为例,应用本方法对不同材料转子护套的厚度、过盈量开展了设计,并通过有限元分析对设计结果进行了验证。基于解析法的直接设计方法计算速度更快、灵活性更强,适用于高速永磁电机的多场综合设计。

需要说明的是,本文研究仅针对表贴式永磁转子,而未涉及内置式转子。二者的结构和内部应力分布有较大差异。考虑到大功率高速永磁电机以表贴式结构为主,本文的研究是具有指导意义的。

参考文献

- [1] 张凤阁,杜光辉,王天煜,等.高速电机发展与设计综述[J].电工技术学报,2016,31(7):1-18.
ZHANG Fengge, DU Guanghui, WANG Tianyu, et al. Review on development and design of high speed machines[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2016, 31(7): 1-18(in Chinese).
- [2] 董剑宁,黄允凯,金龙,等.高速永磁电机设计与分析技术综述[J].中国电机工程学报,2014,34(27):4640-4653.
DONG Jianning, HUANG Yunkai, JIN Long, et al. Review on high speed permanent magnet machines including design and analysis technologies[J]. Proceedings of the CSEE, 2014, 34(27): 4640-4653(in Chinese).
- [3] 沈建新,李鹏,郝鹤,等.高速永磁无刷电机电磁损耗的研究概况[J].中国电机工程学报,2013,33(3):62-74+14.
SHEN Jianxin, LI Peng, HAO He, et al. Study on electromagnetic losses in high-speed permanent magnet brushless machines-the state of the art[J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(3): 62-74+14(in English).
- [4] SHEN J, QIN X, WANG Y. High-speed permanent magnet electrical machines - applications, key issues and challenges[J]. China Electrotechnical Society Transactions on Electrical Machines and Systems, 2018, 2(1): 23-33.
- [5] 戴睿,张岳,王惠军,等.基于Kriging模型的双十二相高速永磁发电机优化设计[J].中国电机工程学报,2022,42(2):818-826.
DAI Rui, ZHANG Yue, WANG Huijun, et al. Optimal design of dual 12-phase high speed permanent magnet rectified generator based on Kriging model[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(2): 818-826(in Chinese).
- [6] 卓亮,孙鲁,施道龙,等.考虑温度变化的高温高速永磁电机转子涡流损耗半解析模型及实验验证[J].中国电机工程学报,2021,41(24):8305-8314.
ZHUO Liang, SUN Lu, SHI Daolong, et al. Semi-analytical model and experimental verification of rotor eddy current loss of high temperature high speed permanent magnet machine considering temperature change[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 41(24): 8305-8314(in Chinese).
- [7] FANG H, QU R, LI J, et al. Rotor design for high-speed high-power permanent-magnet synchronous machines[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2017, 53(4): 3411-3419.
- [8] 黄孝健.基于多物理场的高速永磁同步电机多目标优化研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2019.
HUANG Xiaojian. Research on multi-objective optimization of high-speed permanent magnet synchronous machine based on multi-physics fields[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2019(in Chinese).
- [9] DU G, XU W, ZHU J, et al. Effects of design parameters on the multiphysics performance of high-speed permanent magnet machines[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 67(5): 3472-3483.
- [10] DU G, HUANG N. Multiphysics analysis of high-speed permanent magnet generators for waste heat application [J]. IET Electric Power Applications, 2020, 14(6): 937-942.
- [11] DU G, HUANG N, HE H, et al. Parameter design for a high-speed permanent magnet machine under multiphysics constraints[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2020, 35(4): 2025-2035.
- [12] ZHANG Y, WANG H, GERADA C. Rotor eddy current loss and multi-physics fields analysis for a high-speed permanent magnet machine[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 68(6): 5100-5111.
- [13] ZHANG F G, DU G H, WANG T Y, et al. Rotor retaining sleeve design for a 1.12 MW high-speed PM machine[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2015, 51(5): 3675-3685.
- [14] 吴震宇,曲荣海,李健,等.表贴式高速永磁电机多场耦合转子设计[J].电机与控制学报,2016,20(2):98-103+111.
WU Zhenyu, QU Ronghai, LI Jian, et al. Multi-field coupling rotor design for surface-mounted high-speed permanent magnet machine[J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 20(2): 98-103+111(in Chinese).
- [15] 王继强,王凤翔,鲍文博,等.高速永磁电机转子设计与强度分析[J].中国电机工程学报,2005,25(15):140-145.
WANG Jiqiang, WANG Fengxiang, BAO Wenbo, et al. Rotor design and strength analysis of high speed permanent magnet machine[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(15): 140-145(in Chinese).
- [16] 程文杰,耿海鹏,冯圣,等.高速永磁同步电机转子强度分析[J].中国电机工程学报,2012,32(27):87-94.
CHENG Wenjie, GENG Haipeng, FENG Sheng, et al.

- Rotor strength analysis of high-speed permanent magnet synchronous motors[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(27): 87-94(in Chinese).
- [17] 张超, 朱建国, 韩雪岩. 高速表贴式永磁电机转子强度分析[J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(17): 4719-4728. ZHANG Chao, ZHU Jianguo, HAN Xueyan. Rotor strength analysis of high-speed surface mounted permanent magnet rotors[J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 36(17): 4719-4728(in Chinese).
- [18] 张凤阁, 杜光辉, 王天煜, 等. 高速永磁电机转子不同保护措施的强度分析[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(S1): 195-202. ZHANG Fengge, DU Guanghui, WANG Tianyu, et al. Rotor strength analysis of high-speed permanent magnet under different protection measures[J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(S1): 195-202(in Chinese).
- [19] 陈亮亮, 祝长生, 王萌. 碳纤维护套高速永磁电机热态转子强度[J]. 浙江大学学报(工学版), 2015, 49(1): 162-172. CHEN Liangliang, ZHU Changsheng, WANG Meng. Strength analysis for thermal carbon-fiber retaining rotor in high-speed permanent magnet machine[J]. Journal of Zhejiang University(Engineering Science), 2015, 49(1): 162-172(in Chinese).
- [20] 陈亮亮, 祝长生, 蒋科坚. 含极间填充块的高速表贴式永磁同步电机转子强度分析[J]. 浙江大学学报(工学版), 2015, 49(9): 1738-1748+1775. CHEN Liangliang, ZHU Changsheng, JIANG Kejian. Rotor strength analysis for high-speed surface-mounted permanent magnet synchronous motor with filed blocks between magnetic poles[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2015, 49(9): 1738-1748+1775(in Chinese).
- [21] CHEN L-L, ZHU C-S, ZHONG Z, et al. Rotor strength analysis for high-speed segmented surface-mounted permanent magnet synchronous machines[J]. IET Electric Power Applications, 2018, 12(7): 979-990.
- [22] BORISAVLJEVIC A, POLINDER H, FERREIRA J A. On the speed limits of permanent-magnet machines[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2010, 57(1): 220-227.
- [23] BURNAND G, ARAUJO D M, PERRIARD Y. Very-high-speed permanent magnet motors: Mechanical rotor stresses analytical model[C]//International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC). Miami, FL, USA: IEEE, 2017: 1-7.
- [24] PFISTER P-D, PERRIARD Y. A 200 000 rpm, 2 kW slotless permanent magnet motor[C]//International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS). Wuhan, China: IEEE, 2008: 1-6.
- [25] AHN J, HAN C, KIM C, et al. Rotor design of high-speed permanent magnet synchronous motors considering rotor magnet and sleeve materials[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2018, 28(3): 1-4.
- [26] FANG H, LI D, QU R, et al. Rotor design and eddy-current loss suppression for high-speed machines with a solid-pm rotor[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2019, 55(1): 448-457.
- [27] 张忠明, 邓智泉, 孙权贵, 等. 铜屏蔽层对高速永磁无刷直流电机转子涡流损耗和应力的影响分析[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(8): 2476-2486. ZHANG Zhongming, DENG Zhiqian, SUN Quanguai, et al. Influences of copper shield on eddy-current loss and stress for a rotor of high-speed PM BLDC motor[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(8): 2476-2486 (in Chinese).
- [28] 高起兴, 王晓琳, 丁强, 等. 超高速微型永磁电机转子强度分析与结构设计[J]. 中国电机工程学报, 2021, 41(8): 2856-2866. GAO Qixing, WANG Xiaolin, DING Qiang, et al. Strength analysis and structure design of ultra high speed micro permanent magnet motor rotor[J]. Proceedings of the CSEE, 2021, 41(8): 2856-2866 (in Chinese).
- [29] 刘鸿文. 材料力学(II)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2017: 189-190. Liu Hongwen. Mechanics of materials[M]. Beijing: Higher Education Press, 2017: 189-190(in Chinese).
- [30] DU G, XU W, ZHU J, et al. Rotor stress analysis for high-speed permanent magnet machines considering assembly gap and temperature gradient[J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2019, 34(4): 2276-2285.



沈建新

在线出版日期: 2021-06-22。

收稿日期: 2021-03-15。

作者简介:

沈建新(1969), 男, 教授, 博士生导师, 研究方向为电机拓扑与驱动控制、新能源技术, J_X_Shen@zju.edu.cn;

秦雪飞(1996), 女, 博士研究生, 研究方向为高速永磁电机多物理场优化设计, xuefeiqin@zju.edu.cn;

尧磊(1998), 男, 博士研究生, 研究方向为永磁同步电机多物理场多目标优化, lnszjuee@163.com;

*通信作者: 王云冲(1987), 男, 副教授, 博士生导师, 研究方向为永磁电机设计及其控制, wangyucee@zju.edu.cn。

(责任编辑 李婧妍)

Rotor Strength Analysis and Retaining Sleeve Design for High-speed Permanent Magnet Machines

SHEN Jianxin, QIN Xuefei, YAO Lei, WANG Yunchong*
(College of Electrical Engineering, Zhejiang University)

KEY WORDS: high-speed permanent magnet machine; rotor retaining sleeve; stress calculation; thermal stress; orthotropic material; interference fit; multi-physics fields

High-speed permanent magnet machines (HSPMM) have extensive applications due to their merits such as high power density and high efficiency. Since the rotor will experience tremendous centrifugal force during the high-speed operation, a retaining sleeve is required to protect the magnets, as shown in Fig. 1.

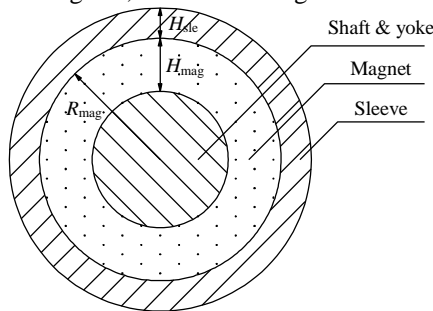


Fig. 1 Structure and dimensions of surface-mounted PM rotor

The thickness of rotor retaining sleeve is limited by multi-physics constraints. On one hand, the sleeve must be thick enough to protect the vulnerable magnets inside. On the other hand, the sleeve should be as thin as possible since it is a part of the electromagnetic airgap, and will thus influence the achievable output torque. For a fixed electromagnetic airgap length, the sleeve thickness should be minimized to achieve better motor performance.

In this paper, based on an analytical stress model, a design method for minimizing the rotor retaining sleeve thickness of HSPMM is proposed. The analytical model can take the combined influence of prestress, centrifugal force and thermal stress on an orthotropic material into account, and is verified with finite element analysis (FEA).

The stress limit conditions of rotors with three types of common sleeve materials are determined through the analysis. The main stress constraints are: (1) the tensile stress in the sleeve should be no larger than its allowable stress, (2) the contact pressure between magnets and the shaft should be large enough for torque transmission, or (3) the tensile stress in the magnets should be no larger than its allowable stress. All these constraints must be satisfied at both cold and hot states.

If all constraints are met in the same temperature condition (either all in cold or in hot state), it is named as single extreme operation point, and the sleeve dimensions can be calculated as:

$$\begin{cases} u_{sft}(R_{sft}) = u_{mag}(R_{sft}) \\ u_{sle}(R_{mag}) - u_{mag}(R_{mag}) = H_{fit} \\ \sigma_{r,sft}(R_{sft}) = -\sigma_{contact} \\ \sigma_{r,mag}(R_{sft}) = -\sigma_{contact} \\ \sigma_{r,mag}(R_{mag}) = \sigma_{r,sle}(R_{mag}) \\ \sigma_{\theta,sle}(R_{mag}) = \sigma_{\theta,sle,max} \\ \sigma_{r,sle}(R_{sle}) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

with u the radial displacement, σ the stress, and H_{fit} the amount of interference fit.

Otherwise, if some constraints are met in cold state while others are met in hot state, then it is called multi extreme operation points. For each sleeve thickness, the amount of interference fit that meets each stress constraint can be calculated, respectively. Then, binary search can be implemented to find the minimum sleeve thickness where the amount of interference fit coincides, as shown in Fig. 2.

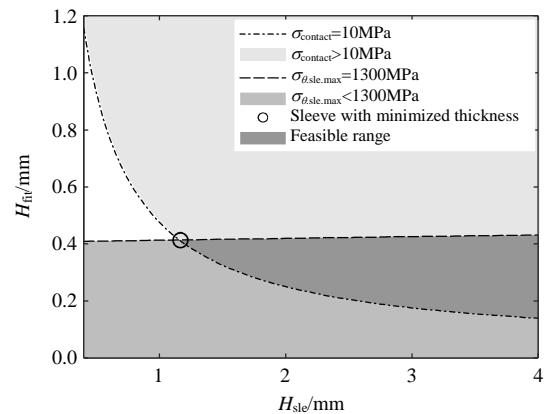


Fig. 2 Feasible range of carbon fiber sleeve

As a study case, the retaining sleeve of a HSPMM rated 250kW, 25kr/min is designed and verified with FEA. The result shows that the proposed method is sufficiently rapid, accurate and flexible, thus can be applied to the multi-physics design of HSPMM.