

文章编号:1673-9469(2012)03-0081-04

## 风力发电行星齿轮传动基本构件的有限元分析

王桂梅,曹艳芳

(河北工程大学,机电学院,河北邯郸 056038)

**摘要:**以功率为3兆瓦的风力发电增速箱为例,利用PRO/E建立行星架及齿轮等基本构件的分析简化模型,利用ANSYS软件生成齿轮啮合的三维有限元接触模型,通过对模型进行网格划分、加载和求解,求得其在额定载荷作用下的弹性变形数据。结果表明:行星架在额定载荷的作用下出现应力集中现象,应力主要集中在行星架功率输入端的传动轴部分,并且传动轴部分在载荷的作用下发生了最大位移;行星齿轮传动中各基本构件经过分析计算与校核得出其受到的最大应力均小于材料的屈服极限,符合材料的强度要求。

**关键词:**风力发电;行星齿轮传动;有限元分析;可靠性

**中图分类号:**TH132.425

**文献标识码:**A

### Finite element analysis of the basic components of the wind power planetary gear drive

WANG Gui - mei , CAO Yan - fang

(College of Mechanical and Electrical Engineering , Hebei University of Engineering , Hebei Handan 056038 , China)

**Abstract:** Taking the power of 3 MW wind turbine growth box for example , the analysis - simple model of the basic components of the carrier and gear has been established in PRO/E , and the three - dimensional finite element contact model is generated in the ANSYS , on the premise of meshing , loading and Solving of the model , obtaining the elastic deformation under rated loads data . The result shows that : stress concentration is found in the planet carrier under the rated load and is mainly in the power input shaft part of the planet carrier , and the maximum displacement is found in the drive shaft part under the role of the load , and the maximum stress of the basic planetary gear drive components by analysis calculation and checked drawn is less than the material yield limit , meeting the strength of the material .

**Key words:** wind power ; planetary gear drive ; finite element analysis ; reliability

行星齿轮传动是风力发电增速箱中常用的一种传动形式,作为增速箱重要部件之一的行星齿轮,也是故障率频发的部件之首。由于功率为3MW的风力机增速箱各齿轮结构尺寸相对都比较大,行星齿轮传动相互接触的齿轮较多,给模型的网格划分及计算带来了一定的困难<sup>[1-3]</sup>;颜克君<sup>[4]</sup>曾将整个行星齿轮传动的装配体作为分析对象,但划分的网格单元尺寸较大,计算结果不够精确。本文通过计算太阳轮与行星轮啮合(a-g

副)、行星轮与内齿圈啮合(b-g副)的受力,利用PROE建立模型,利用有限元软件进行分析,以提高计算结果的精度。

### 1 行星架分析校核

#### 1.1 行星架的模型建立与网格划分

选用 solid 187 单元,材料的弹性模量  $E = 2.06e + 5$  MPa;泊松比  $\mu = 0.3$ 。考虑到行星架尺

寸较大,结构复杂,故采用自由网格划分,网格单元尺寸取值 100,并对尺寸过渡面网格细化,行星架的网格划分如图 1-a 所示。

### 1.2 加载与求解

一级行星架输入端通过胀紧套与低速轴联接,两端由滚动轴承支承,行星架上的 3 个对称孔用来安装行星轮轴,忽略行星架的自身重力影响。由于实体单元只有 X、Y、Z 三个方向的自由度,无法施加扭矩,所以通过建立 1 个控制节点,使该节点与行星架输入端固连,然后在控制节点上施加扭矩;额定功率下行星架受到的扭矩  $T = 2.722 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ,在行星架的输出端施加约束,只允许其绕 X 轴转动,在安装行星轮轴的孔上施加均布载荷,然后在控制节点上施加扭矩。施加约束和

扭矩的方向如图 1-b 所示,指定分析类型为静态分析<sup>[5]</sup>。

### 1.3 后处理及结果分析

通过 ANSYS 的通用后处理器 POST1 浏览行星架的变形和所受的最大应力,其云图可以清楚的描绘计算结果,便于对结构中的危险截面和强度进行分析;其中行星架在额定载荷作用下的位移和应力云图(见图 2)。

由图 2 可以看出,行星架的功率输入端传动轴部分的位移和受力最大,将该段轴的位移转化成扭转角  $\varphi = 0.069^\circ$ ,轴的许用扭转角是  $[\varphi] = (0.35 \sim 0.7)^\circ$ ,  $\varphi < [\varphi]$ ,行星架受到的最大应力  $\sigma = 20.248 \text{ MPa}$ ,小于材料的许用应力  $[\sigma] = 191.66 \text{ MPa}$ ,行星架满足材料的可靠性要求。

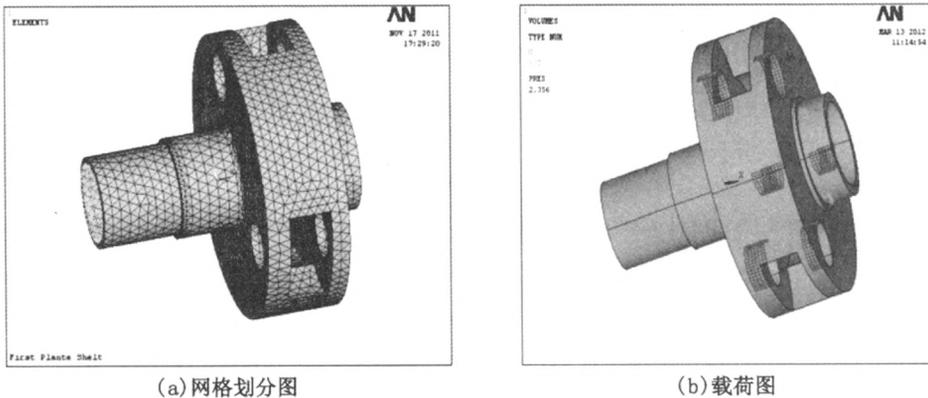


图1 行星架载荷与网格划分图

Fig.1 Planet carrier load meshing figure

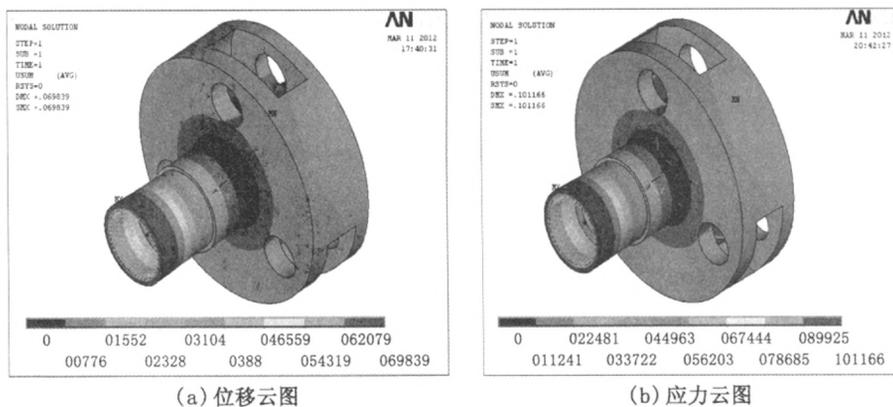


图2 行星架应力与位移云图

Fig.2 Planet carrier stress and displacement contours

## 2 内齿圈行星轮啮合 (b-g 副) 的校核

### 2.1 齿轮模型的建立与网格的划分

在 PRO/E 中建立齿轮模型<sup>[8-10]</sup>,对模型进行

简化,然后在 PRO/E 中装配模型,调整齿轮间啮合使其不发生轮齿干涉现象,保存文件并导入 ANSYS 中选择 solid 187 单元,材料弹性模量  $E = 2.06e + 5 \text{ MPa}$ ,泊松比  $\mu = 0.3$ 。采用自由网格划分,网格单元尺寸取值 50 mm,并对相互啮合的面

进行网格细化,图3-a和图3-b分别为b-g副的啮合图和网格划分图。

### 2.2 定义接触

对于该b-g副齿轮啮合传动,为设置方便,选用大齿圈为主动轮,在大齿圈上施加扭矩,带动行星轮转动。齿轮接触定义为面-面接触,行星轮上的面为目标面,内齿圈上的面为接触面,目标面的单元类型为TARGE170,接触面的单元类型为CONTA174,由于两者材料都是合金钢,定义接触类型为刚性接触,接触刚度设为1。所选单元没有旋转自由度,所以在加扭矩前定义2个控制节点,“Pilot 68143节点”和“Pilot 68144节点”,单元类型为CONTA175,分别与行星轮和内齿圈的目标面相连,它实际上是带有一个节点的单元,这个单元具有6个自由度,对单元而言其力、扭矩、旋转或位移可由Pilot节点控制。

### 2.3 加载求解

b-g副齿轮传动,内齿圈是主动轮,行星轮是被动轮,施加约束时对行星轮全约束,内齿圈部分约束,只留Y方向的旋转自由度,即对“Pilot 68143节点”全约束,对“Pilot 68144节点”部分约束。然后在控制节点“Pilot 68144”施加扭矩  $T = 0.783 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ,设置求解类型为非线性静态分析。

### 2.4 求解结果与分析

内齿圈和行星轮在额定载荷作用下的应力云图分别如图4-a和图4-b所示。

内齿圈和行星轮的材料(42CrMoV、20CrMnMo)都是硬质合金钢,材料的许用应力  $[\sigma] = 654.17 \text{ MPa}$ ,通过分析结果可知,内齿圈和行星轮在额定载荷作用下的最大应力  $\sigma_b = 94.65 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_g = 216.51 \text{ MPa}$ ,均小于内齿圈材料的许用应力,符合强度要求。

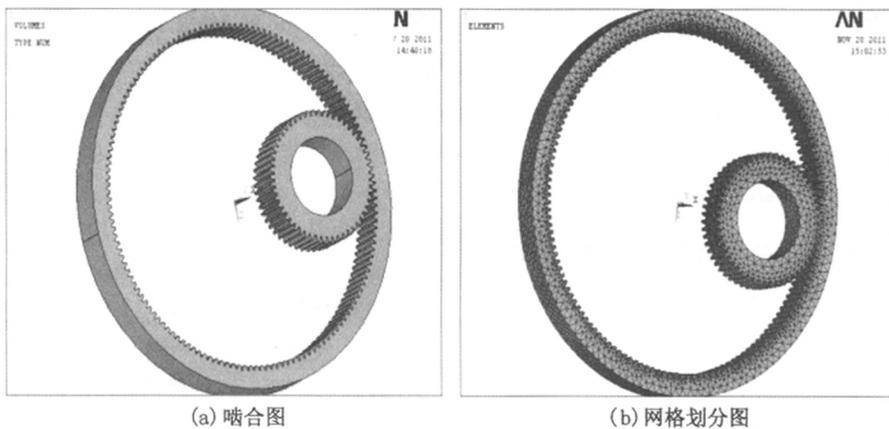


图3 b-g副啮合图与网格划分图

Fig.3 b-g meshing map grid and divided figure

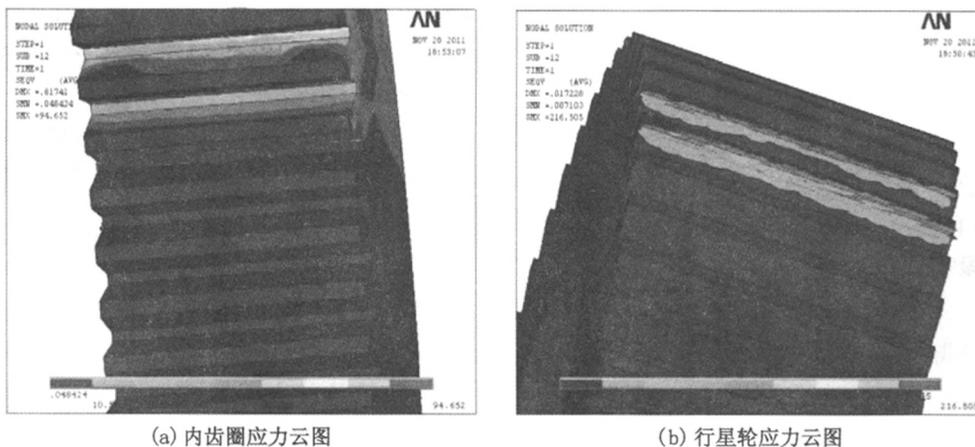


图4 内齿圈与行星轮应力云图

Fig.4 Within the ring gear and planetary gear stress cloud

### 3 行星轮太阳轮啮合(a-g副)的校核

a-g副的有限元分析过程同b-g副基本相同;设置接触时以太阳轮为主动轮,接触齿面定义为接触面,行星轮为从动轮,接触齿面定义为目标面。分别定义控制节点和太阳轮、行星轮相连,约束行星轮全部自由度,约束太阳轮的5个自由度,只留绕轴线的旋转自由度,在太阳轮上施加扭矩

$T = 1.044 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ,太阳轮和行星轮在额定载荷作用下的应力云图分别如图5所示;太阳轮和行星轮的材料(20CrMnMo)是硬质合金钢,材料的许用应力 $[\sigma] = 654.17 \text{ MPa}$ ,通过分析结果可知,太阳轮和行星轮在额定载荷作用下的最大应力分别是 $\sigma_a = 242.77 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_g = 213.12 \text{ MPa}$ ,都小于材料的许用应力。

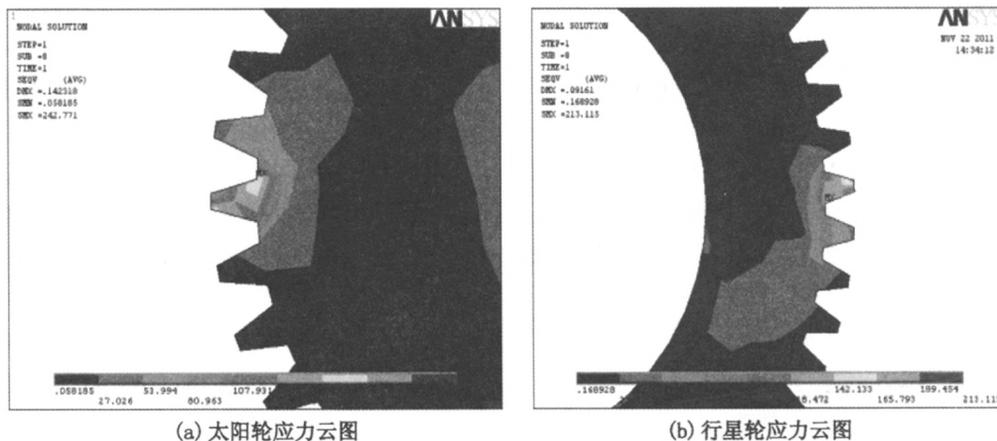


图5 太阳轮与行星轮应力云图

Fig.5 Sun gear and planetary gear stress cloud

### 4 结论

1) 行星架在额定载荷的作用下出现了应力集中现象,且应力主要集中在行星架功率输入端的传动轴部分,并且传动轴部分在额定载荷的作用下还发生了最大位移。

2) 行星齿轮传动中各基本构件经过分析计算与校核得出其受到的最大应力均小于材料的屈服极限,符合材料的强度要求。

#### 参考文献:

- [1] TAVNER P. Wind power as a clean - energy contributor [J]. Energy Policy, 2008, 36(12): 4397 - 4400.
- [2] GUO L G, YANG H, JIN J C. Design method of blank sizes for radial - axial ring rolling[J]. Chinses Journal of Mechancal Engineering, 2010, 46 (24): 2 - 5.
- [3] 刘忠明, 段守敏, 王长路. 风力发电齿轮箱设计制造

技术的发展与展望[J]. 机械传动 2006(03): 172 - 175.

- [4] 颜克君. 1.5兆瓦级风电增速箱静动力有限元分析[J]. 机械传动 2009 33(6): 49 - 52
- [5] YANG C Y, LIN T J, LI R F. Finite element analysis and optimization design of concentric transmission gear box housing [J]. Heavy Machinery, 2001 (2): 182 - 185.
- [6] 王桂梅, 李凤玲, 张平, 等. 基于 PRO/E 和 NAS-TRAN 的装载机工作装置模态分析[J]. 河北工程大学学报: 自然科学版, 2011, 28(3): 45 - 48.
- [7] 李晓豁, 杨丽华. 基于 PRO/E 的连续采煤机滚筒的参数化设计[J]. 黑龙江科技学院学报, 2007, 17 (6): 437 - 440.
- [8] 田建平, 米长富, 辛学岗. 脱硫泵机械密封稳态温度场的有限元分析[J]. 四川理工学院学报: 自然科学版, 2010, 23(3): 352 - 356.

(责任编辑 马立)