

文章编号: 1006-4710(2012)01-0028-05

# 5MW 风机增速箱的效率优化

梁文宏, 刘凯

(西安理工大学 机械与精密仪器工程学院, 陕西 西安 710048)

**摘要:** 以 MAAG 型 5 MW 风力发电用增速箱为研究对象, 根据无摩擦条件下的传动比和力矩分配公式, 分析齿轮啮合损失、轴承损失和搅油损失, 推导出有摩擦条件下的效率公式, 并以此为依据在 5 MW 的输入功率下, 分别对采用三行星轮、四行星轮、五行星轮及混合行星轮的结构形式进行了配齿。以增速箱效率为主优化目标, 以重量为辅优化目标, 进行了配齿优化。对优化后效率排在前列的行星轮结构, 进行齿轮模数的计算, 并根据强度条件进行了校核, 提取了满足所有条件的最大效率的行星轮结构。使用 Matlab 软件在增速箱的总传动比不变的前提下, 以效率最优为目标, 对齿轮模数及效率进行了优化, 并对优化后的结构进行了校核和检验。

**关键词:** 风力发电; 增速箱; Matlab; 优化

**中图分类号:** TK81      **文献标志码:** A

## Efficiency Optimization of 5 MW Wind Turbine Gearbox

LIANG Wenhong, LIU Kai

(Faculty of Mechanical & Precision Instrument Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

**Abstract:** With MAAG-type of wind turbine gearbox for 5 MW wind-mill generator as the research objective, the gear meshing losses, bearing losses and stirring oil loss are analyzed in terms of transmission ratio and torque distribution formula under the friction-free conditions. And the efficiency formula under the friction conditions is deduced, on the basis of which, the different planetary gear structures (3, 4, 5 and mixing) in the case of 5 MW input power are carried out respectively. With the gearbox efficiency as the major optimization objective, and the gearbox weight as the auxiliary optimization objective, gear matching optimization is carried out. The planetary structure with maximized efficiency in the front row is calculated in its gear module and checked in terms of strength conditions, whereby the planetary structure with the maximum efficiency to satisfy all the conditions is derived. Matlab software is used to carry out the optimization of gear module and efficiency in the pre-requisite for unchanges in total transmission ratio of gearbox and with the efficiency as the optimization objective, and the optimized structure is checked and tested.

**Key words:** wind turbines; gearbox; Matlab; optimization

近年来, 风电在我国有了长足的发展, 年增长率和年发电量已经进入世界前几位。根据规划, 2020 年我国的风电发电能力要达到 10 万 kW, 前景相当广阔。国际上领先的风电应用技术集中在欧洲, 单机容量已达到 6 MW。国内的风电产业经过几年的技术消化和吸收, 功率主要集中在 1.5 ~ 2.5 MW 范围内, 同时发展大功率风电的趋势也越来越明显, 2011 年 3 月上海风展上, 湘电的 XD115-5000 型

5 MW 风机、江苏文德 JW5000 型 5 MW 风机、东汽 FD127、FD140 型 5 MW 机型、运达 MM92 (5 MW) 机型纷纷亮相。因此, 有必要以增速箱效率和重量为优化目标, 对增速箱的结构参数进行优化, 从而为其设计提供有价值的参考。

### 1 风电增速箱优化的主要内容

风电增速箱作为大功率风电机组的重要组成部分之

**收稿日期:** 2011-11-07

**基金项目:** 国家自然科学基金资助项目 (51175419); 陕西省“13115”科技创新工程重大科技专项基金资助项目 (2008ZDKG-28); 陕西省重点学科建设专项基金资助项目 (080204)。

**作者简介:** 梁文宏 (1977-), 男, 山东莱阳人, 博士生, 工程师, 研究方向为机械电子工程、机械设计理论、风力发电等。E-mail: xws-liangwenhong@163.com。刘凯 (1957-), 男, 陕西西安人, 教授, 博导, 博士, 研究方向为现代传动技术、无极变速传动系统与车辆系统人机工程。E-mail: kliu@mail.xaut.edu.cn。

一,通常使用在条件严峻的平原、山脊、或海岸线等处,它的效率、寿命、重量直接关系着风电机组的可靠性、性能和售价,同时也决定了安装、调试、维护所花费的精力和时间,因此非常有必要对增速箱进行反复多次的优化。本文列出的参考文献中,文献[5]、[6]主要是对已知型号的国外具体机型的二次设计、分析后的某项指标进行优化研究;文献[7]则通过对摩擦力的分析对增速箱进行了优化;文献[8]以一级行星+两级平行轴为主以接触强度为目标进行优化研究。本文对 MAAG 型差动增速箱的结构,即各级增速比如何分配、行星轮个数如何选择以使效率最高进行了优化,为增速箱的设计奠定了基础。

### 1.1 风电增速箱结构

目前大功率风电增速箱主要使用差动轮系结构,目的是减少重量并增加效率。本文以 MAAG 型风电增速箱为研究对象,进行相关的优化研究。所研究的增速箱中双级行星传动结构形式代号为:  $AA_{(b_1H_2)a_2}^{H_1}$ , 增速箱总体结构为该种双级行星传动加单级圆柱斜齿轮(如图 1 所示)。图 2 为 MAAG 型风电增速箱的传动框图。

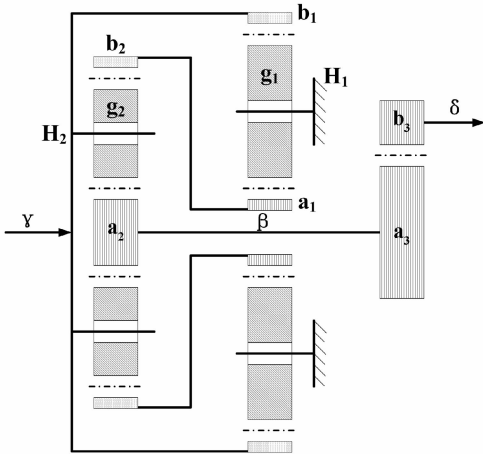


图 1 MAAG 型风电增速箱结构简图

Fig.1 Structure diagram of MAAG type wind turbine gearboxes

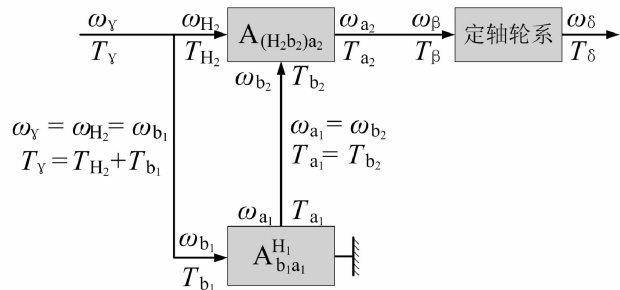


图 2 MAAG 型风电增速箱传动框图

Fig.2 Transmission Diagram of MAAG type wind turbine gearboxes

### 1.2 风电增速箱主要参数

风电增速箱使用行星轮系结构,其特性参数为  $P_1, P_2, P_3$ , 在无摩擦条件下,由特性参数可推导出各级增速比、扭矩比及总传动比。式(1)~(4)为传动比计算式。

$$i_{\gamma\beta} = P_2(1 + P_1) + 1 \quad (1)$$

第 I、II、III 级传动比主要关系分别如式(2)、(3)、(4)所示。

$$\begin{cases} \omega_{a_1} = -P_1\omega_{b_1} \\ \omega_{H_1} = 0 \\ \omega_{\gamma} = \omega_{b_1} \end{cases} \quad (2)$$

$$\omega_{a_2} = [P_2(1 + P_1) + 1]\omega_{b_1} \quad (3)$$

$$i_{\beta\delta} = -P_3 = -Z_{b_3}/Z_{a_3} \quad (4)$$

转矩分配如式(5)所示。

$$\begin{cases} T_{\gamma} = T_{b_1} + T_{H_2} \\ T_{H_2}P_1P_2 = T_{b_1}(1 + P_2) \end{cases} \quad (5)$$

第 I、II、III 级转矩分配推导结果分别如式(6)、(7)、(8)所示。

$$\begin{cases} T_{b_1} = P_1T_{a_1} \\ T_{H_1} = -(1 + P_1)T_{a_1} \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} T_{\gamma} = -T_{a_2}[P_2(1 + P_1) + 1] \\ T_{b_2} = T_{a_2}P_2 \\ T_{H_2} = T_{\gamma} \frac{1 + P_2}{[P_2(1 + P_1) + 1]} \\ T_{b_1} = T_{\gamma} \frac{P_1P_2}{[P_2(1 + P_1) + 1]} \end{cases} \quad (7)$$

$$\frac{T_{b_3}}{T_{a_3}} = -\frac{1}{P_3} \quad (8)$$

总传动比如式(9)所示。

$$i_{\gamma\delta} = i_{\gamma\beta} \cdot i_{\beta\delta} = -P_3 \cdot [P_2(1 + P_1) + 1] \quad (9)$$

### 1.3 增速箱的效率损失<sup>[1-2]</sup>

齿轮系统的效率损失参数主要包括三大类,即啮合损失系数<sup>[1]</sup>  $\psi_m^y$ 、轴承损失系数<sup>[1]</sup>  $\psi_n^y$ 、搅油损失系数<sup>[2]</sup>  $\psi_Y^y$ 。

对于斜齿轮传动,啮合损失系数为:

$$\psi_m^y = 2\pi f_m \left( \frac{1}{Z_S} \pm \frac{1}{Z_B} \right) [(\varepsilon_{\alpha S}^2 + \varepsilon_{\alpha B}^2) / (\varepsilon_{\alpha S} + \varepsilon_{\alpha B})] \quad (10)$$

对于直齿轮传动,啮合损失系数为:

$$\psi_m^y = 2\pi f_m \left( \frac{1}{Z_S} \pm \frac{1}{Z_B} \right) (1 - \varepsilon_{\alpha} + 0.5\varepsilon_{\alpha}^2) k_{\varepsilon} \quad (11)$$

轴承损失系数为:

$$\psi_n^y = \frac{\sum_{i=1}^k T_{ni} n'_i}{T_e n_e} \quad (12)$$

搅油损失系数为:

$$\psi_Y^y = \frac{0.4bhv^{\frac{3}{2}}}{10^6 \cdot P_{in}} \quad (13)$$

齿轮系统的总效率损失系数为:

$$\psi = \psi_m^y + \psi_n^y + \psi_Y^y \quad (14)$$

#### 1.4 增速箱的效率

通过推导,可得增速箱的效率计算公式,如式(15)所示。

$$\begin{cases} \eta_{\gamma\beta} = 1 - \left[ \left(1 - \frac{1}{i_{\gamma\beta}}\right)\psi^2 + \frac{P_1 P_2}{i_{\gamma\beta}}\psi^1 \right] \\ \eta_{\beta\delta} = 1 - \psi^3 \\ \eta_{\gamma\delta} = \eta_{\gamma\beta} \cdot \eta_{\beta\delta} \end{cases} \quad (15)$$

式(1)~(15)中的符号意义说明如下。

1)  $P_1$  为第 I 级行星轮系特性参数,  $P_1 = Z_{b1}/Z_{a1}$ ;  $P_2$  为第 II 级行星轮系特性参数,  $P_2 = Z_{b2}/Z_{a2}$ ;  $P_3$  为第 III 级单级斜齿轮传动特性参数,  $P_3 = Z_{b3}/Z_{a3}$ 。

2)  $Z_{xy}$ 、 $\omega_{xy}$ 、 $T_{xy}$ 、 $i_{xy}^{xy}$  结构分别表示齿数、转速、扭矩、传动比。其中  $x$  取值 a、b、H, 分别表示太阳轮、内齿圈、行星轮;  $y$  取值 1、2、3, 分别表示第 I、II、III 级结构。

3)  $i_{jk}$  为传动比,  $j, k$  取值  $\gamma$ 、 $\beta$ 、 $\delta$ , 其中  $\gamma$  表示输入轴,  $\beta$  表示行星轮输出轴,  $\delta$  表示单级斜齿圆柱齿轮输出轴。 $\psi^y$  在  $y$  取值 1、2、3 时分别表示 I、II、III 各级结构总效率损失系数。

$$\psi^1 = \psi_{ma1}^1 + \psi_{mb2}^1 + \psi_n^1 + \psi_Y^1$$

4)  $Z_s$ 、 $Z_b$  分别表示齿轮副中的小齿轮齿数、大齿轮齿数, 正号“+”适合于外啮合, 负号“-”适合于内啮合。 $f_m$  为啮合摩擦因数, 一般取  $f_m = 0.06 \sim 0.10$ , 若齿面经过跑合, 可取  $f_m \leq 0.05$ 。

5)  $\varepsilon_\alpha$ 、 $\varepsilon_{\alpha s}$ 、 $\varepsilon_{\alpha b}$  为端面重合度, 是按小、中、大齿轮的齿顶啮合线长度计算的部分端面重合度。

6)  $k_e$  为  $\varepsilon_{\alpha s}$  和  $\varepsilon_{\alpha b}$  两值中较大值对  $\varepsilon_\alpha$  之比。

7)  $b$ 、 $h$ 、 $v$ 、 $P_{in}$  分别为齿宽、浸油深度、轮齿线速度、输入功率。

## 2 增速箱的优化

随着绿色环保主题的日益深入, 尽可能提高齿轮传动的效率成为设计的重中之重。

### 2.1 优化的方法和目标

优化有多种方法可以选择, 一般有解析法、直接法、数值算法、其它方法。本文根据行星轮配对的特色, 使用数值算法, 即以梯度法为基础进行运算, 虽然运算量大, 但结果清晰, 所有满足装配条件的轮齿可以对其优化结果进行排序以及二次处理,

故而校验比较方便。

本文以增速箱效率为主优化目标, 以增速箱最小重量为辅优化目标, 在优化过程中, 对所有满足该条件的配对行星轮系进行模数、齿数、效率计算。按齿面接触强度计算中心轮的直径, 再按齿根弯曲强度的公式计算出齿轮的模数  $m$ , 对各齿轮按长期工作模式, 使用  $\sigma_H < \sigma_{Hp}$  验算其齿面接触强度, 按  $\sigma_F \leq \sigma_{Fp}$  验算其齿根弯曲强度。

### 2.2 优化流程

利用数值算法, 确保主、辅优化目标, 建立优化流程。优化流程的框图如图 3 所示。根据流程, 利用 Matlab 软件编写优化程序。

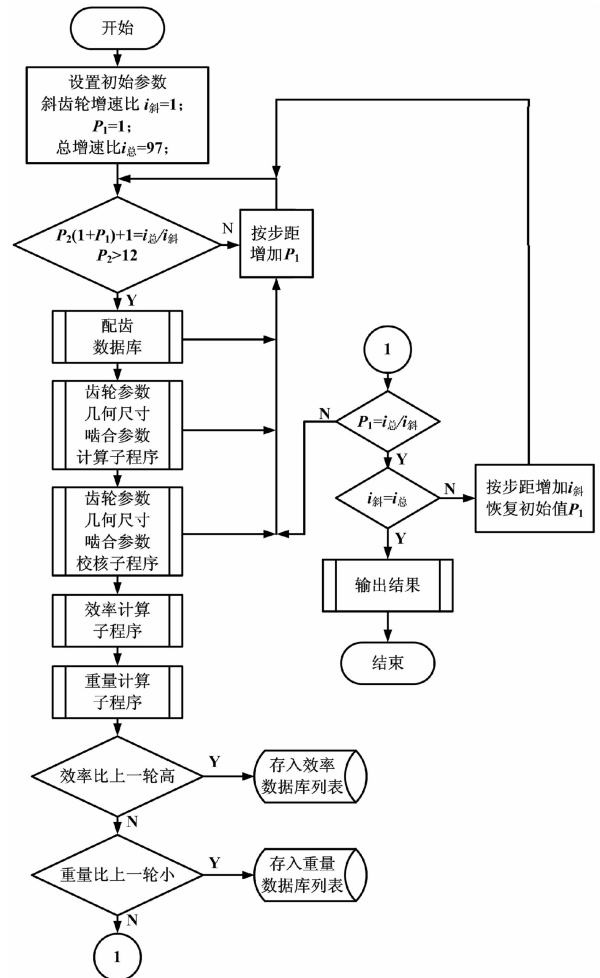


图3 增速箱优化流程图

Fig. 3 Flow diagram of optimization for wind turbine gearboxes

行星齿轮优化的特点是齿数在设计范围(整数 17~300)内连续, 但计算出的增速比不连续, 能够组合的齿数配比不连续, 同时模数也不连续, 而效率的计算公式也不是线性的, 同时对多目标直接进行优化有很大难度, 通常是无法完成的, 大多数的优化函数并不完全适用, 需要进行一定的修正和简化。

优化的过程中,主要过程分为以下 3 个层次。

1) 根据不同的行星轮数量先配齿,根据装配条件预先形成内置数据库,存储行星轮结构、齿数、增速比等共 5 个数据,并将增速比从小到大进行排序;根据不同的齿数计算出斜齿轮定比增速传动的部分数据,增速比范围为 1~12,保存齿数、增速比等共 3 个数据,同样将增速比从小到大进行排序;输入需要使用的模数的离散值数据形成从小到大的数据库;输入  $\varepsilon_\alpha$ 、 $\varepsilon_{\alpha_s}$ 、 $\varepsilon_{\alpha_\beta}$  的部分图表信息形成数据库,计算中需要的数据通过图表二次插值来完成。

2) 首先通过软件界面输入  $b$ 、 $h$ 、 $P_{in}$ 、总传动比数据  $i$ ,斜齿轮组  $P_3$  和行星传动第二级传动比  $P_2$ ,内置总增速比、斜齿轮初始增速比等初始值,计算行星传动第一级理论值  $P_1$ 。

将求解问题转化为分别求解三级增速结构的效率损失  $\psi = \psi_m^x + \psi_n^x + \psi_r^x$  的最小值问题,同时公式(10)、(11)、(12)中的所有变量可以用参数  $Z_{a1}$ 、 $Z_{a2}$ 、 $Z_{a3}$  来表示,此时问题进一步转化为求解单一函数的非线性最小值  $\min f_x(Z_a)$  问题,使用 Matlab 函数中的 `fmin` 函数可以很好地解决此问题,对求解出的齿数数据要进行圆整,并且在上一步生成的行星轮内置库中找到相应的满足条件的实际数据,如果实际增速比误差过大,则需返回上一步,重新计算新的数据。

有解时根据计算出的数据进行齿轮参数的计算,求解模数,按照国家标准在模数数据库中选择与计算结果接近的较大值进行确定,根据所有数据使用接触强度和接触疲劳进行齿轮的校核。

计算实际的增速比数据和效率数据,不考虑机架,仅考虑齿轮重量计算总重。

3) 在第一层嵌套  $P_3$  不变的条件下,在第二层嵌套中按程序设计步距改变参数  $P_2$ ,求解出满足条件的前 10 组结构,并存入数据库,当  $P_2$  达到要求时按步距变化  $P_1$  的值重新进行新一轮的计算,直至所有计算完成,具体流程见图 3。

### 2.3 优化的约束条件

除以上第 1.2、1.3 节计算公式作为优化条件外,优化过程中还有以下几点辅助约束。

- 1) 行星轮系优化后模数相同。
- 2) 斜齿轮组满足式(16)要求:

$$\begin{cases} m_3 Z_{b_3} + \frac{m_3 Z_{a_3}}{2} \leq \frac{m_2 |Z|}{2} \\ |Z| = \max(Z_{b_1}, Z_{b_2}) \end{cases} \quad (16)$$

- 3)  $\left| \frac{\text{实际速比} - \text{理论速比}}{\text{理论速比}} \right| \leq 1\%$ 。

- 4) 相同传动比齿数有公因数时取小齿数。

- 5) 所有齿数均大于 17。

### 2.4 优化结果

根据计算过程,在优化步距  $STEP = 0.001$  时,采用单级 3 行星轮结构,共有满足装配条件的结果 386 种,二级配齿后满足增速比条件的共 2 432 种,经过辅助约束和校验处理后共有结果 642 种。同样方法,全部采用 4 行星轮结构共有 896 种结果,全部采用 5 行星轮结构共有 1 084 种结果,采用行星轮个数混合设计时,有配对结果 27 372 种,其中满足装配条件的有 8 672 种,配齿后最终得到配对种类 1 782 种。

对混合形式的 1 782 种配对结果进行效率排序并绘制三维曲线图,图 4 所示为混合行星轮形式的增速箱效率优化结果,其无间断计算时间约为 8 min。

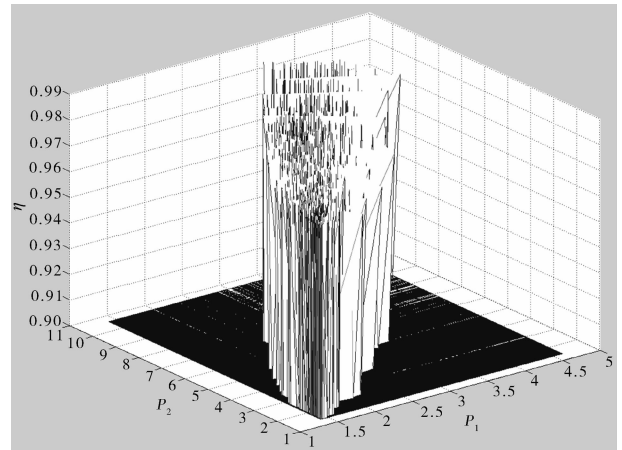


图 4 优化结果曲线图

Fig. 4 The curves of optimization results

从图 4 可看出,由于  $P_3$  从 1.4~24 变化,因此行星轮系的传动比  $(P_1 + 1)P_2$  形成图上的斜向直线,基本趋势是:在  $P_3$  固定时,随着  $P_1$  增大,效率增加,最大效率与最小效率的差值为 4.2%;同时,由于增速比的不连续性,造成了不同  $P_3$  条件下效率的无序变化,即无规律地增大或减小。

从图上可以很清晰的反映出增速比是非线性的,有明显的断续交替现象,同时从配对结果来看,也明显有分层现象, $P_3$  较大或较小时,配对结果数量较少,中间则较为集中, $P_3$  越大配对结果越疏。从效率来看,总体趋势是斜面型,随着  $P_1$ 、 $P_2$  增大而有所提高,但由于断续和非线性的影响,实际效率最高的位置在中间位置。

对所有满足配对的行星轮结构进行各种约束处理和校验,数据包含各级行星轮的齿数、模数、传动比、效率及行星轮个数,所有数据经过效率排序,最

终采用3、4、5、混合行星轮排布得出的最终优化结果(见表1)。

程序过程中也对未进行简化的多目标直接求解最小值进行了尝试,但程序运算时的错误率较高,使用简化后的计算方法,几乎没有出错率,能很快找到最优数据,但单次求解时间较长。

表1 5MW 风机增速箱参数优化结果

Tab.1 Parameter optimization results of 5MW wind turbines

行星轮 个数		齿 数			模数 $m$	总传动比 $i$	总效率 $\eta/\%$
		$Z_a$	$Z_b$	$Z_H$			
3	第 I 级	101	235	67	20	96.93	97.96
	第 II 级	58	224	83			
	第 III 级	119	17	10			
4	第 I 级	97	239	71	20	97.41	97.96
	第 II 级	55	221	53			
	第 III 级	111	17	10			
5	第 I 级	99	251	76	20	97.14	97.39
	第 II 级	51	239	94			
	第 III 级	94	17	10			
3	第 I 级	100	242	71	20	96.99	97.97
4	第 II 级	53	235	91			
	第 III 级	102	17	10			

### 3 结 论

针对 MAAG 型 5 MW 增速箱基础结构的效率问题,使用本文的优化方法,可以方便地对 3 行星轮、4 行星轮、5 行星轮或混合行星轮进行优化计算,解决了模数、齿数的不连续计算问题,解决了各级增速比的分配问题,接触强度校核计算解决了行星轮齿数、模数、齿宽等具体齿轮参数问题,虽然花费计算时间较长,但特别适合行星轮这种齿数为整数、实际增速比与理论计算增速比不同的优化设计问题。本文的优化方法也适用于其它形式的增速箱效率优化,优化时只需要变更具体的扭矩和转速关系即可,简单有效。

本文在优化过程中,出现了部分结构理论效率接近、效率差小于 1% 的情况,这是因为在总增速比不变的条件下,定轴斜齿轮无论采用何种齿数比,它的效率基本相同,而对于两级行星轮系,在 5MW 功率输入下,无论使用 3 行星轮、4 行星轮、5 行星轮或混合行星轮结构排布,其最高理论传动效率均可达到 97.00% 以上,满足国家的设计标准,同时满足要求的最大内齿圈齿数范围也较为集中,校验后模数也相同,因此优化结果的曲线图也近乎相同。但使用混合行星轮设计进行优化的结果,由于配对结果多,总减速比近似度几乎无差别。随后使用 2.3 节

中辅助优化条件先进行取舍,取公因数小的,取增速比更接近的;最重要的是根据计算出的齿轮具体参数计算其重量(不含行星架),重量轻的优先排列;接触强度校核时模数结果虽然处于同一区间内,但模数结果较小的比其它形式拥有更大的设计优势,也优先排列。程序编写过程中根据效率最高、增速比最接近、重量最轻、强度最好的顺序计算了效率靠前的 10 组数据并进行对比,由于篇幅所限本文只列举了第一组数据,为大功率风电增速箱的进一步优化提供了数据基础。

### 参考文献:

- [1] 饶振纲. 行星齿轮传动设计[M]. 北京:化学工业出版社,2003.
- [2] 渐开线齿轮行星传动的设计与制造编委会. 渐开线齿轮行星传动的设计与制造[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
- [3] 王沫然. MATLAB 与科学计算[M]. 北京:电子工业出版社,2004.
- [4] 苏 B. H 库德里亚夫禾夫, IO. H 基尔佳舍夫. 行星齿轮传动手册[M]. 陈启松,张展,江耕华,等,译. 北京:冶金工业出版社,1986.
- [5] 徐元. 风力发电增速箱齿轮传动平稳性优化设计研究[J]. 重庆工商大学学报,2010,27(6):620-624.  
Xu Yuan. Research on transmission stability optimization design of gear box for wind power [J]. Journal of Chongqing Technology and Business University, 2010, 27(6):620-624.
- [6] 秦大同,邢子坤,王建宏. 基于动力学和可靠性的风力发电齿轮传动系统参数优化设计[J]. 机械工程学报,2008,44(7):24-31.  
Qin Datong, Xing Zikun, Wang Jianhong. Optimization design of system parameters of the gear transmission of wind turbine based on dynamics and reliability chinese [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008,44(7):24-31.
- [7] 杨益梅. 齿轮箱的摩擦学优化设计[D]. 湘潭:湘潭大学,2007.  
Yang Yimei. Tribology optimization design of gearbox[D]. Xiangtan: Xiangtan University, 2007.
- [8] 张志宏,刘忠明,张和平,等. 大型风电齿轮箱行星架结构分析及优化[J]. 机械设计,2008,25(9):54-56.  
Zhang Zhihong, Liu Zhongming, Zhang Heping, et al. Structural analysis and optimization on the planet frame of largescaled gearbox of wind turbine[J]. Journal of Machine Design, 2008,25(9):54-56.

(责任编辑 王卫勋)