

基于液力调速的风力发电传动系统计算与分析

刘春宝, 马文星, 杜魏魏, 李华龙

(吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130022)

摘要: 为使大型风电机组高效、稳定、可靠地并网发电, 对行星齿轮传动与导叶可调液力变矩器相配合的液力调速风电机组传动系统进行了计算与分析. 利用节点法分析计算调速系统的功率流动情况, 得出调速系统结构参数的约束条件, 阐述系统的调速过程, 对优化功率分配方案有着重要意义. 建立了风轮数学模型, 并对传动系统特性进行计算, 得到风轮运行过程中各结构参数对调速系统性能的影响. 重点分析导叶可调液力变矩器的性能对调速系统性能的影响, 为其设计奠定基础.

关键词: 风力发电; 液力调速; 导叶可调液力变矩器

中图分类号: TH137.332

文献标志码: A

Calculation and Analysis of Wind Turbine Transmission System Based on Hydrodynamic Speed Adjustment

LIU Chunbao, MA Wenxing, DU Weiwei, LI Hualong

(College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: To ensure large scale wind turbines work efficiently, stably and reliably, a hydrodynamic speed adjustment system is proposed, in which planetary gear transmission matches with torque converter with adjustable guide vanes. Power flow of the system is calculated by node method, constraint conditions of structure parameters of the speed adjustment system are obtained and the principle of the speed adjustment system is described. It has important significance on the optimization of power distribution scheme. The mathematical model of wind wheel is established and the performance of transmission system is calculated. The relation between structure parameters and speed adjustment system is obtained. The effect of torque converter with adjustable guide vanes on the speed adjustment system is analyzed emphatically, which lays a foundation for the design of torque converter with adjustable guide vanes.

Key words: wind power; hydrodynamic speed adjustment; torque converter with adjustable guide vanes

目前投运的主流风力发电机型都在 1 MW 以上. 美国已研制成功 7 MW 风力发电机, 英美等发达国家正在研制 10 MW 的巨型风力发电机^[1-2]. 风力机只有在设计的叶尖速比下运行才能使风轮的功率系数最大. 为了实现风能的最大利用, 要求风力机的转速随着风速的变化而改变^[3]. 为提高风能利用率, 风轮变化的转速与并网发电所需的稳定频率成为一个必须解决的矛盾. 为使大型风电机组高效、稳定、可靠地并网发电, 基于液力调速的风电机组传动系统是一种新型的变速恒频技术. 德国 Voith 公司开发了 Windrive 风力发电液力调速装置, 目前有产品应用于 2 MW 风机. 2010 年兰州电机有限公司和 Voith 公司合作引进此类调速系统, 这也是国内首次将液力调速应用在风力发电领域.

国内重庆大学何玉林等^[4]开展了风电液力调速系统的研究, 以系统的转速传递为切入点, 但忽略了功率的流动情况, 该系统本质上是靠循环功率进行调速. 哈尔滨工业大学董泳等^[5]也对此风力发电系统做了较为深入的研究, 从能量平衡的角度出发估算出整个传动系统的效率为 0.894. 风电液力调速系统调速过程中利用了系统内的循环功率进行调速, 并且调速系统中行星排与导叶可调液力变矩器有不同的结合方式, 结合方式的不同会影响调速系统的功率流动. 本文对风力液力调速系统功率流动情况进行分析、计算, 从循环功率的角度出发分析系统的调速过程, 可以为提出更为合理的功率分配方案以及优化国内外现有的传动方案提供理论支持和指导.

收稿日期: 2011-10-12

基金项目: 高等学校博士学科点专项科研基金(20100061120057)

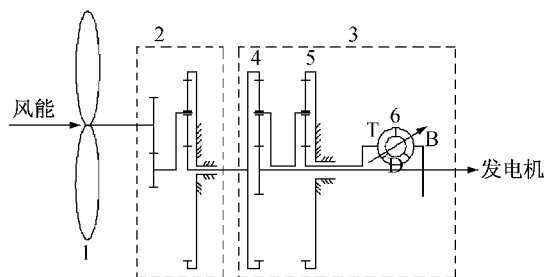
第一作者: 刘春宝(1980—), 男, 工学博士, 主要研究方向为液力传动与自动变速. E-mail: liuanbc@126.com

通讯作者: 马文星(1962—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为液力传动与自动变速. E-mail: mawx@jlu.edu.cn

1 风力发电液力调速装置的功率流向分析

1.1 风力发电液力调速系统概述

如图 1 所示,基于液力调速的风力发电传动系统由两部分组成,即主传动装置和液力调速装置。主传动装置为 1 对定轴齿轮与 1 个行星排组成。其中行星排的齿圈固定,主轴通过定轴齿轮进入行星轮系的行星架,通过太阳轮输出。液力调速装置中有 2 排行星排和 1 个导叶可调式变矩器,液力调速装置的输入轴与第 1 行星排的齿圈相连,其输出轴与第 1 行星排的太阳轮以及导叶可调变矩器的泵轮相连,导叶可调变矩器的涡轮与第 2 行星排的太阳轮相连,2 个行星排的行星架相连。导叶可调变矩器的泵轮起到能量分流的作用,分出的这部分能量通过变矩器涡轮和第 2 行星排传递给第 1 行星排的行星架,并作为第 1 行星排的输入,因此第 1 行星排处存在能量合流。变化的风速带动风轮传递到主轴上后,通过调节导叶可调式变矩器的导轮叶片角度即能实现变速输入、恒速输出。



1-风轮;2-主传动装置;3-液力调速装置;4-第 1 行星排;5-第 2 行星排;6-导叶可调变矩器;T-涡轮;B-泵轮;D-可调节导轮

图 1 风力发电机组传动系统模型

Fig.1 Model of wind turbine drive system

1.2 液力调速装置调速原理

利用节点法对液力调速装置功率流向进行分析,以揭示调速原理。第 1 排行星转速关系如下:

$$\begin{cases} \omega_{1q} = \omega_i \\ \omega_{1t} = \frac{\alpha_1}{1 + \alpha_1 i_{TB} - 1} \omega_i \\ \omega_{1j} = \frac{\alpha_1}{1 + \alpha_2} \frac{i_{TB}}{1 + \alpha_1 i_{TB} - 1} \omega_i \end{cases} \quad (1)$$

式中: ω_{1q} , ω_{1t} , ω_{1j} 分别为第 1 行星排齿圈、太阳轮及行星架角速度; ω_i 为行星排输入角速度, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$; α_1 , α_2 分别为第 1、第 2 行星排结构参数, $\alpha_1 = z_{q1}/z_{t1}$,

$\alpha_2 = z_{q2}/z_{t2}$, 其中 z_{q1} , z_{q2} 分别为第 1、第 2 行星排的齿圈齿数, z_{t1} , z_{t2} 分别为第 1、第 2 行星排的太阳轮齿数; i_{TB} 为导叶可调液力变矩器的速比。

第 1 排行星转矩关系如下:

$$\begin{cases} M_{1q} = M_1 \\ M_{1t} = M_1 / \alpha_1 \\ M_{1j} = -\frac{1 + \alpha_1}{\alpha_1} M_1 \end{cases} \quad (2)$$

式中: M_{1q} , M_{1t} , M_{1j} 为第 1 行星排齿圈、太阳轮及行星架的转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; M_1 为第 1 行星排的输入转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

第 1 排行星输出功率关系如下:

$$\begin{cases} P_{1q} = M_{1q} \omega_{1q} = M_1 \omega_i \\ P_{1t} = M_{1t} \omega_{1t} = \frac{1}{1 + \alpha_1 i_{TB} - 1} M_1^2 \omega_i \\ P_{1j} = M_{1j} \omega_{1j} = -\frac{1 + \alpha_1}{1 + \alpha_2} \frac{i_{TB}}{1 + \alpha_1 i_{TB} - 1} M_1 \omega_i \end{cases} \quad (3)$$

式中: P_{1q} , P_{1t} , P_{1j} 为第 1 行星排齿圈、太阳轮及行星架的输出功率, W ;

用同样方法分析第 2 行星排的各构件及导叶可调液力变矩器功率情况,过程从略。

式(3)中 P_{1t} 和 P_{1j} 可正可负,可知调速系统功率流向还受到机构参数的影响。只有当 $\frac{1 + \alpha_1}{1 + \alpha_2} i_{TB} - 1 < 0$ 时,即行星排结构参数 $\alpha_1 < \alpha_2$ 情况下,系统中存在循环功率,且只有循环功率通过变矩器。进入变矩器的循环功率在第 1 排行星排处与齿圈输入的功率汇合从太阳轮输出,则可通过变矩器对循环功率的控制来影响整个系统的性能,从而进行调速。

调速系统输出转速 ω_o 、输入转速 ω_i 之比为

$$\frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{\alpha_1}{1 + \alpha_1 i_{TB} - 1} \quad (4)$$

可得

$$i_{TB} = \frac{1 + \alpha_1}{1 + \alpha_2} \left(\frac{\alpha_1 \omega_i}{\omega_o} + 1 \right) \quad (5)$$

由于调速系统的 ω_o 保持不变,即可得变矩器的速比 i_{TB} 和 ω_i 为对应关系,也是液力调速系统调速的基本关系。

1.3 液力调速装置转矩计算

确定系统的功率流向及参数约束后可得到变矩器涡轮转矩 M_T 与调速系统输入转矩的 M_1 关系。

$$M_T = \frac{1 + \alpha_1}{(1 + \alpha_2) \alpha_1} M_1 \quad (6)$$

变矩器泵轮转矩 M_P 与调速系统输入转矩的关系为

$$M_P = M_{2t}/K = \frac{1+\alpha_1}{K(1+\alpha_2)\alpha_1} M_i \quad (7)$$

式中: M_{2t} 为调速系统的输入转矩; K 为导叶可调液力变矩器变矩比。

又由 $-M_P - M_o + M_{1t} = 0$ 可得调速系统输出转矩 M_o 与输入转矩 M_i 的关系。

$$M_o = \left[\frac{1}{\alpha_1} - \frac{1+\alpha_1}{K\alpha_1(1+\alpha_2)} \right] M_i \quad (8)$$

式中: M_P 为变矩器涡轮转矩和泵轮转矩, $N \cdot m$ 。

由式(6)可知涡轮的转矩与 2 排行星排的参数和输入的转矩有关, 而式(7)说明了进入泵轮的转矩与行星排参数以及变矩器变矩比的关系。由于泵轮转速不变, 则说明进入变矩器的功率与行星排的参数及变矩器变矩比有关, 同时进一步说明调速系统的循环功率与行星排的参数及变矩器变矩比有关。由式(8)可知输出转矩与变矩器的变矩比的关系, 在进入发电机的转速不变的情况下, 变矩比越大输出转矩越大, 则进入发电机的功率也就越大。

2 风力发电传动系统特性计算

2.1 风轮建模

研究传动系统的运动与动力特性前须对风轮进行建模^[6]。风轮从风中吸取的功率由式(9)决定:

$$P_f = M_f \omega = \frac{1}{2} C_P \rho \pi R^2 v^3 \quad (9)$$

式中: P_f 为风轮功率, W ; M_f 为风轮输出转矩, $N \cdot m$; ω 为风轮的角速度, $rad \cdot s^{-1}$; ρ 为空气密度, 为 $1.29 \times 10^{-3} kg \cdot m^{-3}$; R 为风轮的半径, m ; v 为风速, $m \cdot s^{-1}$; C_P 为风轮的功率系数, 其为风轮的叶尖速比 λ 的函数, 由于 $\lambda = R\omega/v$, 代入可得

$$M_f = \frac{1}{2} \frac{C_P}{\lambda} \rho \pi R^3 v^2 \quad (10)$$

对于确定的风轮, λ 和 C_P 为一确定的关系。图 2 为一典型的变速风轮转矩-转速特性, 图中 $v_1 \sim v_8$ 是 8 个不同的风速, BC 是最大风轮转速, AB 为转矩限制, Y 为转速限制。Ob 段风轮定桨运行, 运行于最大功率系数 C_{pmax} , bc 段风轮转速达到最大值, 风轮转速不变, cd 段风轮通过对桨矩角的调节使风轮的输出功率恒定^[3]。对于变桨风轮在风速达到额定风速以后, 不同的控制策略会有不同的输出特性。由于本文并不是研究风轮的特性与控制策略, 而是研究风轮在一定的输出特性下液力调速系统的调节方式, 因此对风轮采用的是一种转速控制策略, 即 cd 段风轮功率达到最大值后, 风轮的转速恒定不变。当然对

于不同的风轮模型此调速系统仍然适用, 而只要对导轮的控制规律做一定的修改。

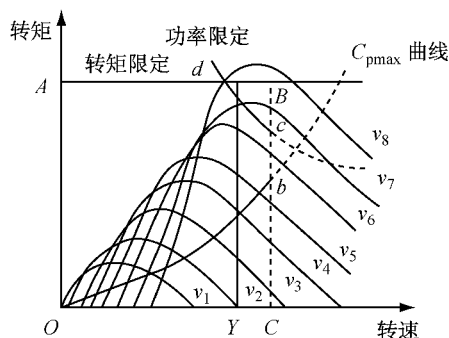


图 2 典型的变速风轮转矩-转速特性

Fig. 2 Torque-speed characteristics of typical variable speed wind turbines

已知某风轮的参数如表 1。在额定风速之前, 风轮定桨运行, 利用已知数据差值得到其功率系数如图 3 所示。

表 1 某风轮参数

Tab. 1 Parameters of a wind wheel

发电功率/kW	风轮直径/m	风速($m \cdot s^{-1}$)		额定转速/ ($r \cdot min^{-1}$)	转速范围/ ($r \cdot min^{-1}$)
		切入	切出		
2 000	79.5	3.5	25	12	17
					9.0~17.6

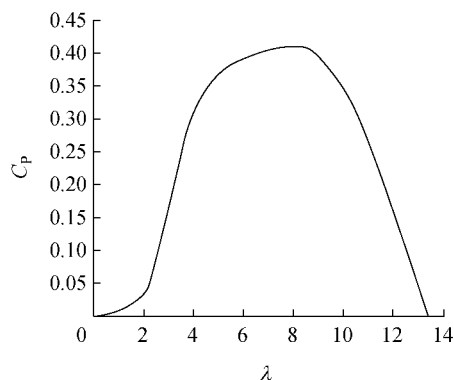


图 3 风轮的功率系数与叶尖速比的关系

Fig. 3 The relationship between wind wheel power and tip speed ratio

通过功率系数(图 3)及式(9)、式(10)即可得到风轮输出特性, 并用最小二乘法进行拟合得式(11)及式(12), 利用插值法即得到图 4 风轮转矩的输出特性。

$$P_f = -12\,627n_i^4 + 861\,710n_i^3 - 21\,595\,379n_i^2 + 236\,535\,898n_i - 957\,532\,875 \quad 13.0 \leq n_i \leq 17.6 \quad (11)$$

式中: n_i 为风轮转速, $r \cdot min^{-1}$ 。由 $M_f = P_f/\omega_f$ 得

$$M_f = -120\,581n_i^3 + 8\,228\,726n_i^2 - 206\,220\,686n_i +$$

$$2\ 258\ 751\ 445 - 9\ 143\ 765\ 420/n_i$$

$$13.0 \leq n_i \leq 17.6 \quad (12)$$

式中: M_f 为风轮转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; ω_f 为风轮角速度, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

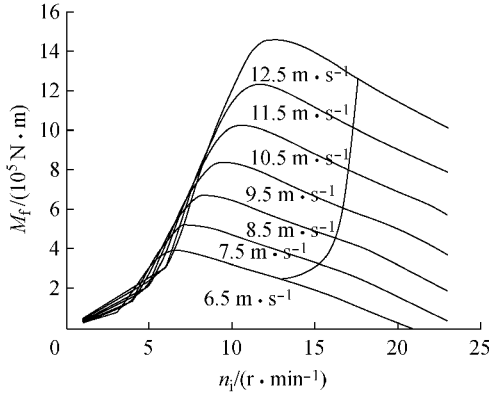


图 4 风轮转矩输出特性

Fig.4 Torque output characteristics of wind wheel

2.2 传动系统输出特性

根据风轮的转矩、功率输出特性以及对调速系统的理论分析可以得到整个传动系统的输出特性. 根据式(5)可得到风轮转速与变矩器转速比的关系.

$$n_i = \left(1 - \frac{1 + \alpha_1 i_{TB}}{1 + \alpha_2 i_{TB}}\right) \frac{n_o}{i_z \alpha_1} \quad (13)$$

式中: n_o 为进入发电机的转速; i_z 为主传动装置的增速比. 将式(13)代入式(12), 得到风轮的输出转矩与变矩器速比的关系.

$$M_f = -120\ 581 \times \left[\left(1 - \frac{1 + \alpha_1 i_{TB}}{1 + \alpha_2 i_{TB}}\right) \frac{n_o}{i_z \alpha_1} \right]^3 +$$

$$8\ 228\ 726 \times \left[\left(1 - \frac{1 + \alpha_1 i_{TB}}{1 + \alpha_2 i_{TB}}\right) \frac{n_o}{i_z \alpha_1} \right]^2 -$$

$$206\ 220\ 686 \times \left[\left(1 - \frac{1 + \alpha_1 i_{TB}}{1 + \alpha_2 i_{TB}}\right) \frac{n_o}{i_z \alpha_1} \right] +$$

$$2\ 258\ 751\ 445 - \frac{9\ 143\ 765\ 420}{\left[\left(1 - \frac{1 + \alpha_1 i_{TB}}{1 + \alpha_2 i_{TB}}\right) \frac{n_o}{i_z \alpha_1} \right]} \quad (14)$$

根据式(6)可得 M_T 与 M_f 关系为

$$M_T = \frac{1 + \alpha_1}{i_z (1 + \alpha_2) \alpha_1} M_f \quad (15)$$

根据式(14)和(15)得 M_o 为

$$M_o = \left[\frac{1}{\alpha_1} - \frac{1 + \alpha_1}{K \alpha_1 (1 + \alpha_2)} \right] \frac{1}{i_z} M_f \quad (16)$$

调速系统效率 η_t 为

$$\eta_t = \frac{K(1 + \alpha_2) - (1 + \alpha_1)}{K(1 + \alpha_2) - (1 + \alpha_1) \eta_{t1} \eta_{t2}} \eta_{t1} \eta_{t2} \quad (17)$$

式中: η_{TB} 为可调式变矩器效率; η_{t1} , η_{t2} 分别为液力调速系统第 1 行星排和第 2 行星排的传动效率.

3 风力发电传动系实例计算与分析

已知 $n_o = 1\ 500\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$, $i_z = 59$, $\alpha_1 = 4/3$, $\alpha_2 = 5$, 并且 $\eta_t = 0.97$, $\eta_{t1} = \eta_{t2} = 0.985$, 利用上节公式计算风电系统的特性.

图 5 所示风轮的转速和变矩器的转速比为一线性关系, 由式(13)可知直线的斜率为 $(1 + \alpha_2)/(1 + \alpha_1) \cdot i_z \alpha_1 / n_o$. 斜率反映了风轮在运行过程中变矩器涡轮转速随风轮转速变化的快慢程度. 由于风力发电系统对控制系统的反应时间有一定要求, 因此值不宜过大, 即风轮转速从最低到最高的变化过程中涡轮的转速变化不应过大, 此时导轮的叶片角度能迅速进行调整, 有利于控制系统的准确控制. 幅值 $(1 + \alpha_2)/(1 + \alpha_1)$ 则反映了变矩器的运行范围, 应该尽量保证变矩器运行在高效区. 由于输出转速恒定, 可通过对结构参数 $(1 + \alpha_2)/(1 + \alpha_1) \cdot i_z$ 的调整来实现变矩器工作范围的变化. 因此, 调速系统的行星排参数 α_1, α_2 不仅对调速系统的功率流向产生影响, 而且对变矩器的运行特性也产生影响. 设计的变矩器是否满足要求, 除和变矩器自身特性有关外, 还和 2 组行星排的结构参数有关.

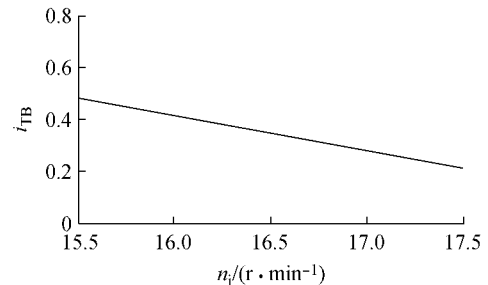


图 5 可调式变矩器转速比与风轮转速的关系

Fig.5 The relationship between wind wheel speed and speed ratio of variable torque converter

图 6 是导叶可调变矩器涡轮转矩随变矩器转速比的变化关系, 其中 x 为导叶可调变矩器的导轮叶片开度. 图中虚线是不同的导轮叶片开度下涡轮转矩随变矩器转速比的变化关系. 图中实线是风轮运行中涡轮转矩与转速比的关系, 表示风轮从最低转速到最高转速的变化过程中涡轮转矩和变矩器转速比的对应关系, 是变矩器设计的最基本条件. 风电液力调速系统就是调节变矩器的导轮叶片角度使其运行在此曲线上. 当风速变化时, 风轮的转速和转矩发生变化, 此时变矩器的涡轮转矩与转速也随之改变, 在图 6 上根据虚线与实线的交点找到相对应的导轮叶片角度, 即实现了导叶调节、恒速输出. 此关系受到 2 个条件的影响: 第 1 为风轮的输出特性, 当风轮

的输出特性改变即函数 $M_f(n_i)$ 发生改变时, 涡轮的转矩和对应的转速也发生改变; 第2是行星排的结构参数, 不同的行星排参数对应不同的涡轮转矩的大小, 变矩器需满足的条件也不同. 因此在设计变矩器时要综合考虑风轮的输出特性以及行星排的结构参数2个主要因素.

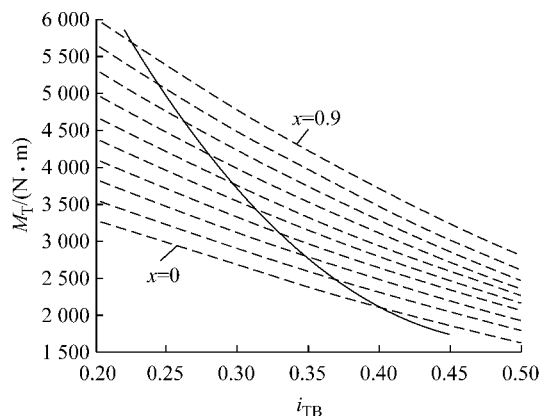


图6 风轮运行中变矩器涡轮转矩与转速比的关系

Fig.6 Relationship between turbine torque and speed ratio of the wind wheel in operation

图7为变矩器效率一定的情况下调速系统的效率随变矩器变矩比的变化关系, 由式(17)得出. 最下面的一条曲线是变矩器效率为零时调速系统效率随变矩器变矩比的变化关系, 最上面的一条曲线是变矩器效率为1时调速系统效率随变矩器变矩比的变化关系. 当变矩器运行在较大的变矩比工况下, 变矩器的效率对整个调速系统的效率影响不大; 而当运行在变矩比较小的工况下, 变矩器效率对调速系统的效率影响较大. 这就要求变矩器不但要运行在高效区, 并且变矩器变矩比要尽量较大.

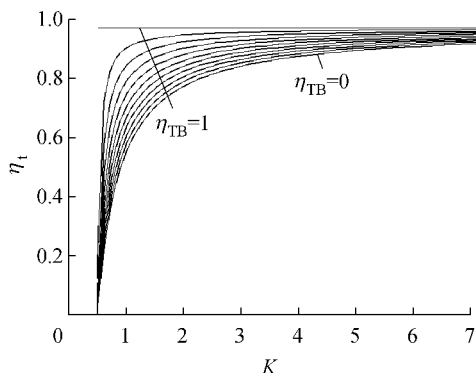


图7 变矩器效率、变矩比对调速系统效率的影响

Fig.7 Influence on speed efficiency of governing system with efficiency and torque ratio

4 结论

(1) 利用节点法从循环功率角度分析液力调速

系统, 系统中行星排满足参数 $\alpha_1 < \alpha_2$ 情况下系统中存在循环功率. 循环功率进入变矩器并在第1排行星排处与齿圈输入的功率汇合从太阳轮输出. 可通过导叶可调变矩器对导轮叶片角度进行控制, 实现对循环功率的控制, 从而影响整个系统的性能, 即进行调速.

(2) 设计调速系统时, 行星排参数 α_1, α_2 为重要参数, 不仅对调速系统的功率流向产生影响, 而且对变矩器的运行特性也产生影响.

(3) 调速系统中导叶可调液力变矩器应满足风轮转速从最低到最高的变化过程中涡轮的转速变化不过大. 导叶调节机构本身要快速响应, 迅速准确找到控制系统恒速输出的导轮叶片角度.

(4) 从系统功率流分析来看, 实现调速的循环功率只占系统功率的小部分. 当变矩器运行在较大的变矩比工况下, 变矩器的效率对整个调速系统的效率影响不大; 而当在变矩比较小的工况下, 变矩器效率对调速系统的效率影响较大. 这就要求变矩器不但要运行在高效区, 并且变矩器变矩比要尽量较大.

参考文献:

- [1] Snitchle G, Gamble B, King C, et al. 10 MW class superconductor wind turbine generators[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2011, 21(6): 1089.
- [2] 王志新, 张华强. 风力发电及其控制技术新进展[J]. 低压电器, 2009(19): 1.
WANG Zhixin, ZHANG Huaqiang. New development of wind energy generation and control strategy [J]. Low Voltage Apparatus, 2009(19): 1.
- [3] 叶杭冶. 风力发电机组的控制技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
YE Hangzhi. Wind generating unites control technology [M]. Beijing: China Machine Press, 2006.
- [4] 李丽丽, 何玉林, 李成武, 等. 导叶可调式液力变矩器在大型风电机组传动系统中的动态仿真研究[J]. 机械制造, 2007, 45(512): 17.
LI Lili, HE Yulin, LI Chengwu. Dynamic simulation research on torque converter with adjustable guide banes in large wind turbine [J]. Machinery, 2007, 45(512): 17.
- [5] 董泳, 王洪杰, 周绪强. 风力发电系统液力变速与传动应用技术研究[J]. 热能动力工程, 2008, 23(6): 670.
DONG Yong, WANG Hongjie, ZHOU Xuqiang. Research on applied technique of hydrodynamic transmission in wind power development [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2008, 23(6): 670.
- [6] 卢晓光. 变桨距风机风轮建模与控制分析[D]. 兰州: 兰州理工大学机电工程学院, 2009.
LU Xiaoguang. Modeling and control of wind rotor for variable-pitch wind turbine [D]. Lanzhou: Mechanical and Electrical Engineering of Lanzhou University of Technology, 2009.