

DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2017.01.004

具有间隙的风力机变桨距系统模糊自整定PID控制

魏列江^{1,2}, 王传民^{1,2}, 李娜娜^{1,2}, 段晶^{1,2}, 韩小霞^{1,2}

(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃兰州 730050;

2. 兰州理工大学甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃兰州 730050)

摘要: 因加工、安装和磨损的原因, 大型风力机的变桨距电液控制机构铰链处不可避免的存在间隙, 过大的间隙会使得变桨过程超调量增大, 调节过程震荡次数过多, 甚至引起叶片与塔架共振, 最终导致风力机停机事故。分析了变桨距机构铰链处间隙的形成机制, 提出了用模糊自整定PID控制算法对间隙进行补偿的方法, 依据间隙的振-冲模型制定模糊推理规则, 对PID控制器参数进行自适应整定。在间隙分别为0.2、0.4、0.6和0.8 mm时对常规PID控制器与模糊自整定PID控制性能进行对比研究。结果表明: 相比常规PID控制器, 模糊自整定PID控制方法使得变桨距控制系统超调量和震荡次数显著减小, 有效地避免了系统变桨冲击。

关键词: 风力机变桨距; 电液控制系统; 间隙非线性; 模糊自整定PID控制

中图分类号: TH113.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-3881(2017)01-016-5

Fuzzy Self-tuning PID Control of Wind Turbine Variant Pitch System with Clearance

WEI Liejiang^{1,2}, WANG Chuanmin^{1,2}, LI Nana^{1,2}, DUAN Jing^{1,2}, HAN Xiaoxia^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou Gansu 730050, China;

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and System of Gansu Province, Lanzhou University of Technology, Lanzhou Gansu 730050, China)

Abstract: Due to the processing, installation and wear, clearance exists inevitably in the hinge of the electro-hydraulic control mechanism of large scale wind turbine variant pitch control system. Oversize clearance would expand the overshoot and bring overmuch shock during self-tuning, even cause resonance of the vane and the tower and result in wind turbine outage accidents ultimately. Formed mechanism of the clearance existed in the hinge of wind turbine variant pitch control mechanism was analyzed, a compensation method was proposed for clearance with using Fuzzy self-tuning proportion integral differential (PID) control algorithm. According to impact-vibration model of clearance to formulate fuzzy reasoning rule, the parameter self-adaptive adjustment of PID controller was implemented. When the clearance was 0.2, 0.4, 0.6 and 0.8 mm in part, the conventional PID controller and the fuzzy self-tuning PID control performance were studied and compared. The result is that as compared to the conventional PID controller, the fuzzy self-tuning PID controller can reduce overshoot and shock time of the large scale wind turbine variant pitch control system obviously and avoid the impact of wind turbine variable pitch effectively.

Keywords: Wind turbine variant pitch; Electro-hydraulic control system; Clearance nonlinearity; Fuzzy self-tuning PID controller

0 前言

风力机变桨距控制系统提高了风力发电系统的效率和电能质量, 是大型风力机控制的关键技术之一。液压阀控缸通过连杆机构推动桨叶进行变桨是典型的变桨方式之一^[1], 该变桨方式中液压缸活塞杆与桨叶之间常采用铰链连接, 为保证运动的灵活性, 铰链处设有一定的间隙, 在使用过程中的磨损将导致间隙进一步增大, 因间隙的本质非线性特性^[2], 如果控制算法设计不当, 变桨距控制过程易出现超调量过大, 震荡次数过多, 特别是有其他载荷的耦合作用时, 会引

起叶片剧烈振荡, 甚至引起塔架共振, 最终导致风力机停机事故。通常采用的常规PID控制算法对此进行补偿并不能很好地消除上述现象, 为此, 本文作者引入模糊控制器构建了模糊自整定PID控制方法, 根据间隙的振-冲模型, 制定模糊推理规则, 实现对PID控制器参数的自适应整定, 使得大型风力机变桨距过程的超调量和震荡次数显著减小, 有效地避免了系统变桨冲击。

1 具有间隙的大型风力机变桨距控制系统

具有间隙的大型风力机变桨距控制系统简化原理

收稿日期: 2015-11-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51365028)

作者简介: 魏列江(1972—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为液压系统微机控制、微小流测量等。E-mail: weiliejiang@126.com。

如图 1 所示, 该系统由恒压源 1、伺服阀 4、单出杆活塞杆液压缸 5、间隙非线性 A、上位机 12、控制器 3 和光电编码器 9 等组成。风力机叶片 10 桨距角的给定信号由上位机 12 通过通信的方式传输至控制器 3, 桨距角实际值由光电编码器 9 反馈至控制器, 控制器根据二者的偏差进行控制算法的运算, 计算出控制信号, 经伺服放大器进行功率放大后传送至电液伺服阀 4, 油液通过伺服阀进入变桨液压缸 5, 并通过连杆机构 8 推动桨叶变桨, 构成闭环控制系统。变桨距控制系统根据风速大小, 及时调整桨距角。在低于额定风速时, 跟踪最佳叶尖速比, 获得最高的风能利用效率, 在高于额定风速时, 顺桨以减小风轮吸收能量, 保证功率恒定。由于叶片与变桨距系统 (即电液伺服阀控液压缸系统) 之间的连杆机构采用铰链连接, 该处存在的间隙 (图中 A) 会引起变桨振荡冲击等问题, 因此, 需要采用适当的算法来补偿该问题。

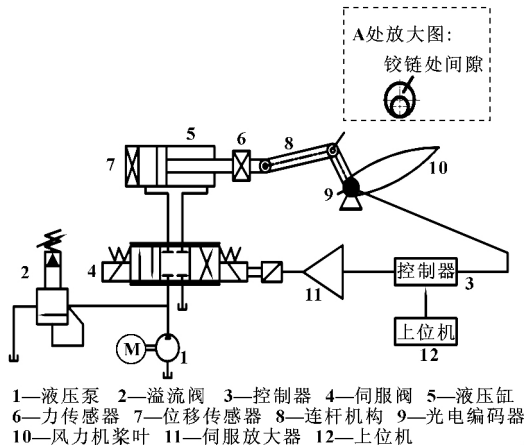


图 1 具有间隙非线性的风力机变桨距电液控制系统原理
2 采用常规 PID 控制器的风力机变桨距电液控制系统仿真分析

根据上述分析, 在 AMESim 软件中搭建具有间隙的风力机变桨距电液控制系统模型^[3], 因风力机桨叶惯量大, 故采用惯性负载。为最终能在实验室条件下进行实验验证, 以 FD62-4000 型风力机变桨距系统叶片几何尺寸 1: 3 缩比参数为参考, 设定仿真系统参数分别为: 系统压力 21 MPa, 流量 40 L/min, 液压缸的活塞直径 40 mm, 活塞杆直径 28 mm, 活塞杆有效行程 160 mm, 负载质量 100 kg。执行机构与负载球铰连接处的间隙往往较大, 由于磨损程度等因素, 间隙通常可达 0.1 ~ 1.0 mm^[4], 因采用曲柄连杆机构, 铰链处球铰副始终时刻接触, 并构成一对摩擦副, 在运动过程中会因间隙的存在而产生碰撞, 造成一定的能耗。故可采用振-冲模型中的由一个线性弹簧和线性阻尼形成的间隙子模型对该间隙进行描述^[5], 该模型较合理地考虑了间隙表面接触时的碰撞

和能耗, 可以较好地反映变桨机构铰链处的间隙特性的真实过程。根据以上参数及间隙特点, 搭建变桨距控制系统模型如图 2 所示。

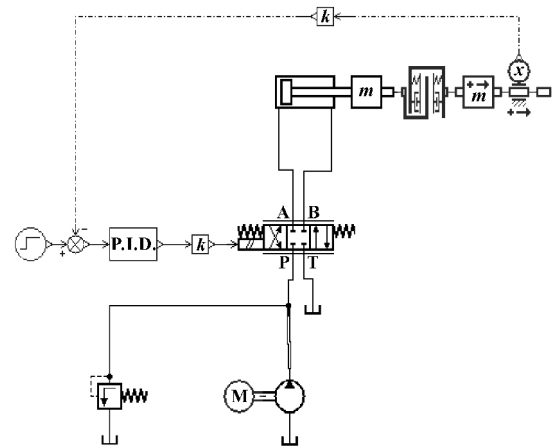


图 2 具有间隙的风力机变桨距控制系统 AMESim 模型

根据试凑法, 经多次调整, 获取最佳调节比例增益为 $K_p = 1.5$, 积分增益为 $K_i = 0.1$, 微分增益为 $K_d = 0.05$; 对含间隙的风力机变桨距电液控制系统的阶跃响应特性进行仿真分析。给定 3 mm (折合桨距角为 1.2°) 的阶跃信号, 当间隙值分别为 0、0.1、0.2、0.4、0.8 mm 时, 系统 4 s 内的阶跃响应曲线如图 3 所示。

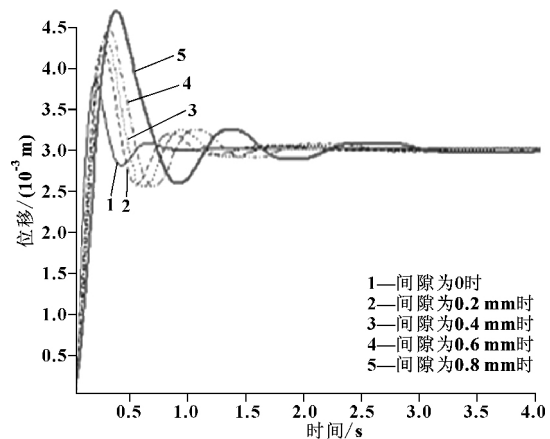


图 3 常规 PID 控制位移阶跃相应曲线

由图 3 可知, 当变桨距活塞杆球铰轴套与负载轴间的间隙从 0 增大到 0.8 mm 时, 系统相位滞后逐渐增大, 超调量从 26.7% 增大到 56.7%, 系统振荡加剧, 导致摩擦增大, 磨损加剧, 造成变桨冲击。系统响应后期曲线中出现平滑直线, 说明活塞杆需要越过间隙时难以驱动负载, 导致系统调节时间变长。由此可见, 常规 PID 很难补偿因间隙造成的超调量增加, 变桨冲击严重等问题。因此, 针对该问题, 采取模糊 PID 控制算法对该问题进行补偿研究。

3 采用常规 PID 控制器的大型风力机变桨距电液控制系统仿真分析

3.1 模糊自整定 PID 控制器设计

3.1.1 模糊变量的定义及模糊子集选取

针对以上问题，以叶片桨距角的误差 E 和误差变化率 EC 为输入变量，PID 的 3 个参数 K_p 、 K_i 和 K_d 为输出变量。通过误差 E 与误差变化率 EC 之间的模糊关系，制定考虑间隙的模糊规则库，实时调整 K_p 、 K_i 和 K_d 的参数值，从而实现桨距角的自适应控制。具有间隙的变桨距电液控制系统模糊自整定 PID 控制结构如图 4 所示。

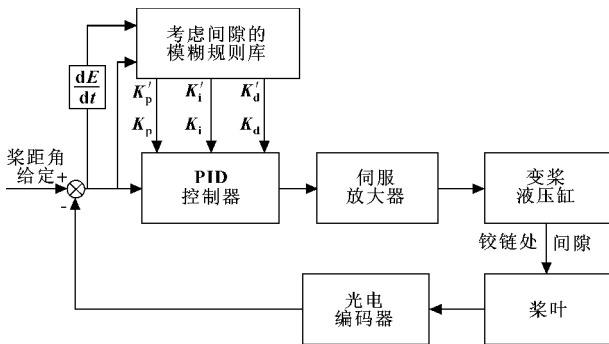


图 4 考虑间隙特点的变桨距电液控制系统模糊自整定 PID 控制器原理

PID 的调定系数： $K_p = K_{p0} + K_p'$ ； $K_i = K_{i0} + K_i'$ ； $K_d = K_{d0} + K_d'$ 。其中， K_{p0} 、 K_{i0} 和 K_{d0} 为 PID 初始给定参数值； K_p' 、 K_i' 和 K_d' 为每个采样周期内 PID 参数调整值。取系统误差 E 和误差变化率 EC 量化等级均为 13 等级，其模糊论域均为 $\{-6, -5, -4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6\}$ ，选取 K_p' 、 K_i' 和 K_d' 的量化等级为 7 级，其模糊论域均为 $\{-3, -2, -1, 0, 1, 2, 3\}$ 。输入输出变量均采用模糊子集 $\{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB\}$ [6]。

对于输入变量误差 E 和误差变化率 EC ，采用同一隶属度函数，其中，PB, NB 处于误差较大时，采用稳定平滑的高斯函数，其它的均采用灵敏度较高的三角函数。如图 5 所示。

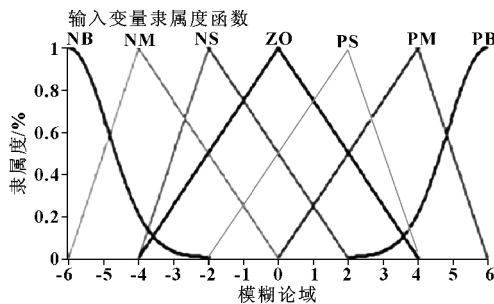


图 5 误差 E 和误差变化率 EC 隶属度函数

为使风力机变桨平稳，输出变量 K_p' 、 K_i' 和 K_d' 均采用稳定性较高的高斯函数，如图 6 所示。

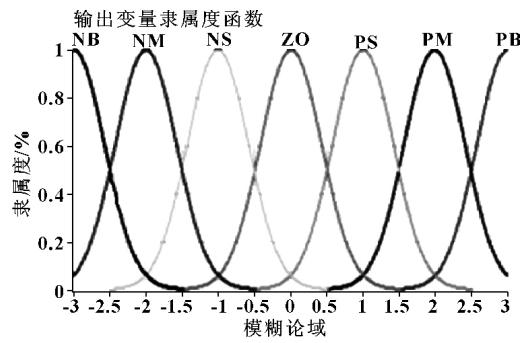


图 6 K_p' 、 K_i' 和 K_d' 隶属度函数

3.1.2 建立考虑间隙的模糊控制规则库

根据间隙的“振-冲模型”子模型描述，该模型是由一个弹簧和线性阻尼形成的“弹性冲击模型”，假定撞击连杆具有弹性，这种性能可能为非线性或者线性，而且碰撞会持续一段时间，并表现了一定程度的滞后性。该模型充分反映了变桨距连杆机构处间隙的真实过程 [7]。其方程表达式为：

$$\tau(t) = \begin{cases} k(t)(\Delta x(t) - b_1) + c\dot{\Delta x}(t) & \Delta x(t) > b_1 \\ 0 & |\Delta x(t)| \leq b_1 \\ k(t)[\Delta x(t) + b_1] + c\dot{\Delta x}(t) & \Delta x(t) < -b_1 \end{cases}$$

式中： $\tau(t)$ 为间隙的输出位移； $\Delta x(t)$ 为间隙的输入位移； b_1 为间隙大小； c 为阻尼系数； k 为刚性系数。

根据该模型描述的间隙滞后特性，建立针对大型风力机变桨距控制系统中间隙的模糊控制规则库。当误差 E 处于间隙期间时，做以下定义：

- (1) 当 EC 较大时，为保持稳定，适当减小 K_p 值；减小积分时间，选择较大的 K_i 值；为保证活塞杆迅速的越过间隙，又不至于产生过大超调，适当增大 K_d 值。
- (2) 当 EC 较小时，为保证响应速度，应适当增大 K_p 值，为保持稳定性并不产生超调，取适中 K_i 值和 K_d 值。

建立模糊规则控制表如表 1、2、3 所示。

表 1 K_p' 的模糊规则

	E						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PM	PS	PS	ZO	ZO
NM	PB	PB	PM	PS	PS	ZP	NS
E	NS	PM	PM	PM	PS	ZO	NS
C	ZO	PM	PM	PS	ZO	NS	NM
	PS	PS	PS	ZO	NS	NS	NM
	PM	PS	ZO	NS	NM	NM	NB
	PB	ZO	ZO	NM	NS	NM	NB

表 2 K_i 的模糊规则

		E						
		NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
E	NB	NB	NB	NM	NM	NS	ZO	ZO
	NM	NB	NB	NM	NS	NS	ZO	ZO
C	NS	NB	NM	NM	NS	ZO	PS	PS
	ZO	NM	NM	NS	ZO	PS	PM	PM
	PS	NM	NS	ZO	PM	PS	PM	PM
	PM	ZO	ZO	PS	PS	PM	PB	PB
	PB	ZO	ZO	PS	PM	PM	PB	PB

表 3 K_d 的模糊规则

		E						
		NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
E	NB	PS	NS	NB	NB	NB	NM	NS
	NM	PS	NS	NB	NM	NM	NS	ZO
C	NS	ZO	NS	NS	NS	NS	NS	ZO
	ZO	ZO	NS	NS	NS	NS	NS	ZO
	PS	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO	ZO
	PM	PB	PS	PS	PS	PS	PSP	PB
	PB	PB	PM	PM	PM	PS	PS	PB

3.1.3 模糊集自适应 PID 参数的清晰化

清晰化计算是把语言表达的模糊量回到精确的数值,也就是根据输出模糊子集的隶属度计算输出的确定值。首先得到某时刻桨距角的 E 和 EC 值,根据它们的隶属度函数曲线得到它们的隶属度;再根据模糊控制规则表进行相应的推理计算,得出 K_p 、 K_i 、 K_d 各语言值的对应隶属度;最后采用重心法进行精确化计算,就可得出 K_p 、 K_i 、 K_d 的修正值,完成对 PID 参数的在线自调整^[8]。

3.2 仿真结果及分析

基于以上模型的建立,采用 LabVIEW 与 AMESim 联合仿真的方法对系统进行仿真分析,在 LabVIEW 中搭建大型风力机变桨距系统的模糊控制程序,通过 LabVIEW Cosim 仿真接口实现 LabVIEW 与 AMESim 通讯。搭建具有 LabVIEW 接口的 AMESim 模型如图 7 所示。

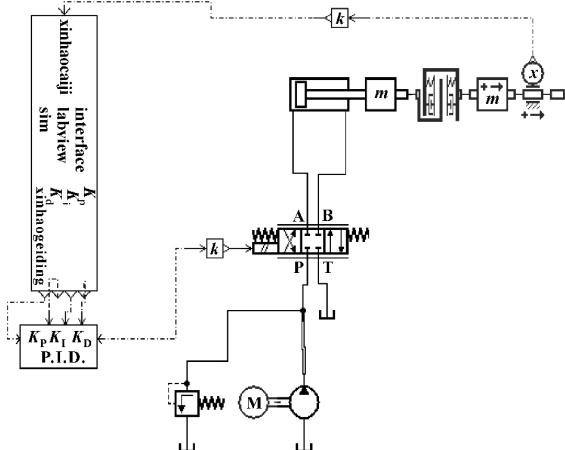
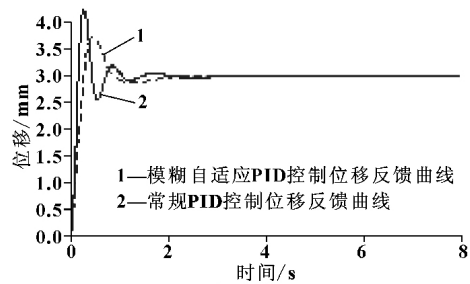
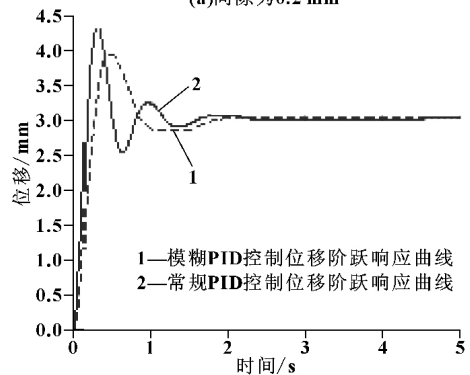


图 7 具有 LabVIEWCosim 接口的风力机变桨距系统 AMESim 模型

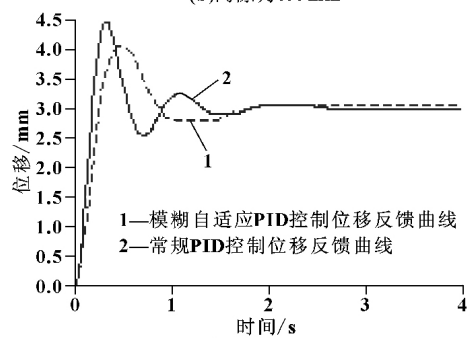
在图 7 所示的模型中,设定所有子模型参数与采用常规 PID 控制器的风力机变桨距电液控制系统参数相同。调定 PID 控制器参数初值为 $K_p = 1.5$, $K_i = 0.1$, $K_d = 0.05$;取 E 的基本论域为 $[-3, 3]$, EC 的量化因子为 500, K_p 的基本论域为 $[-0.3, 0.3]$; K_i 的基本论域为 $[-0.1, 0.1]$, K_d 的基本论域为 $[-0.03, 0.03]$;给定 3 mm 的阶跃信号,分别在间隙为 0.2、0.4、0.6、0.8 mm 时进行仿真,并与常规 PID 进行比较,其仿真结果和超调量对比如图 8 和表 4 所示。



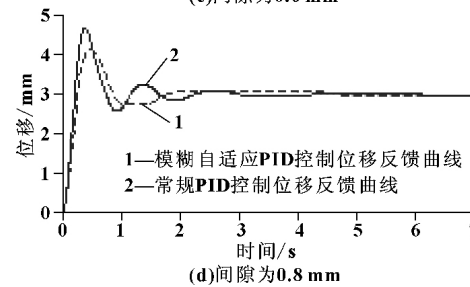
(a) 间隙为 0.2 mm



(b) 间隙为 0.4 mm



(c) 间隙为 0.6 mm



(d) 间隙为 0.8 mm

图 8 模糊 PID 控制与常规 PID 控制位移阶跃响应曲线

表 4 常规 PID 控制系统与模糊自整定 PID 控制系统超调量

间隙值/mm	0.2	0.4	0.6	0.8
常规 PID	40%	46%	50%	56.7%
模糊 PID	23%	30%	36.7%	36.9%

从图 8 和表 4 中可以看出, 间隙越大, 变桨过程的超调量越大, 震荡次数越多; 其次, 相比常规 PID 控制算法, 模糊自整定 PID 控制算法使得变桨过程超调量显著减小, 间隙为 0.8 mm 时, 超调量从 56.7% 降低至 36.9%。变桨冲击次数由 4 次降到 2 次, 有效地减少了冲击, 使得变桨平稳, 并且更加稳定。

4 结论

(1) 大型风力机的变桨距电液控制机构铰链处间隙过大会使得变桨过程超调量增大, 调节过程震荡次数过多。

(2) 提出了用模糊自整定 PID 控制算法对间隙进行补偿的方法, 依据间隙的振-冲模型制定模糊推理规则, 对 PID 控制器参数进行自适应整定。

(3) 仿真分析表明: 间隙越大, 变桨过程的超调量越大; 与普通 PID 控制算法相比, 间隙为 0.8 mm 时, 模糊自整定 PID 控制算法使超调量从 56.7% 降低至 36.9%, 变桨冲击次数由 4 次降到 2 次, 使得变桨平稳, 提高了变桨距控制系统的品质。

参考文献:

[1] 叶杭冶. 风力发电机组的控制技术 [M]. 哈尔滨: 机械工业出版社 2002.
 [2] 何超, 徐立新, 张宇河. 利用 BP 神经网络进行伺服系统

间隙非线性补偿(英文) [J]. Journal of Beijing Institute of Technology(English Edition), 1999(3): 300-305.
 HE Chao, XU Lixin, ZHANG Yuhe. Backlash Nonlinear Compensation of Servo Systems Using Backpropagation Neural Networks [J]. Journal of Beijing Institute of Technology(English Edition), 1999(3): 300-305.
 [3] 魏列江, 李娜娜, 冯志清, 等. 电液位置伺服系统中间隙的双缸联动全补偿方法 [J]. 兰州理工大学学报, 2015(1): 47-50.
 WEI Liejiang, LI Nana, FENG Zhiqing, et al. Research on Clearance Compensation of Electro-hydraulic Position Servo System Base on Double Hydraulic Cylinder Linkage Parallel [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2015(1): 47-50.
 [4] 白争锋. 考虑铰链间隙的机构动力学特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学 2011.
 [5] DUBIWSKY S, FREUDENSTEIN F. Dynamic Analysis of Mechanical Systems with Clearances [J]. Eng Ind Trans ASME1971(2): 310-316.
 [6] 李士勇. 模糊控制 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社 2011.
 [7] MANSOUR W M, TOWNSEND M A. Impact Spectra and Intensities for High-speed Mechanisms [J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1975 97(1): 56-56.
 [8] 吴振顺, 姚建均, 岳东海. 模糊自整定 PID 控制器的设计及其应用 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2004 36(11): 1578-1580.
 WU Zhenshun, YAO Jianjun, YUE Donghai. A Self-tuning Fuzzy PID Controller and its Application [J]. Journal of Harbin Institute of Technology 2004 36(11): 1578-1580.

2017, 工程机械行业创富可期

伴随着工程机械行业的逐渐回暖, 我们跨越 2016 年, 在初来乍到 2017 年继续感受着冬天里的阵阵暖意。
 2016 年, 在整个工程机械行业的从业者不懈努力下, 行业逐渐回暖, 不仅增加了工程机械企业的信心, 对工程机械从业者来说, 也是一种机遇。
 2017 刚刚开始, 希望新的一年, 借助政策的东风和工程机械行业回暖的趋势, 工程机械行业创富可期!
 “一带一路”政策持续发力
 随着国家“一带一路”政策的助推, “丝路”沿线的大型施工项目的落地实施, 有助于国内工程机械企业消化部分过剩的产能, 这对工程机械行业的健康发展能起到一定推动作用; 而大型项目的工程需求增多, 也无疑为我们工程机械从业者提供了更多的机会!
 “供给侧改革”促进产品、服务不断升级
 以去产能、去库存、去杠杆、降成本、补短板为重点的供给侧结构性改革, 已进入深化之年。国内供给端与需求端严重不配套、总体上是中低端产品过剩, 高端产品供给不足的情况, 也正是工程机械行业的处境, 推进工程机械行业供给侧改革, 就是要从生产、供给端入手, 推进产业转型升级; 企业的转型升级, 将会助推产品技术、服务质量的升级, 用户将体验到更高品质的产品和更优质的服务!
 “中国制造 2025”带来众多机遇
 国家公布实施的《中国制造 2025》, 将为工程机械行业的发展带来众多机遇。政策规划了中国制造业未来的发展方向, 将以信息化带动工业化、以工业化促进信息化, 走新型工业化道路, 这同样也将是工程机械行业的发展方向。
 此外, 政策中还涉及加强质量、提升品牌的相关措施, 这有利于促进工程机械行业产品的升级, 提升中国工程机械产品的“含金量”, 创造更多的价值。
 2017 年, 借政策东风, 行业逐渐“复兴”, 希望国机重工的产品与服务能够受到越来越多用户的认可, 能为用户获取更多的收益, 在国内外市场创造更好的业绩与口碑。

(内容来源: 互联网)