

大型复杂结构安定性数值分析的新方法及其应用

邹宗园¹ 郭宝峰¹ 金 森¹ 毛春燕²

1.先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室(燕山大学),秦皇岛,066004

2.太原重工股份有限公司,太原,030024

摘要:大型复杂结构承载后普遍存在局部高应力区,特别是某些巨型结构,由于受几何尺寸和制造能力的限制,其局部高应力往往会接近甚至超过材料的屈服极限,因而成为弹性范围内的设计难题。应用安定性分析设计准则,则可通过利用材料的塑性承载能力很好地解决这类问题。为此,在大型复杂结构的强度分析中引入安定性理论,应用 Melan 安定下限定理,通过将峰值载荷下的弹塑性应力场与弹性参考应力场相减,构造定理要求的自平衡应力场,并推导了相应的安定性判定条件。在此基础上,结合弹塑性增量有限元技术,通过不同载荷水平下的加载-卸载计算,计算相应载荷水平下的残余应力场。根据加载-卸载得到的残余应力场与构造的自平衡场的关系,按照安定性判定条件确定安定极限载荷,从而建立了一种适合于大型复杂结构安定性数值分析的新方法,并应用该方法对某 125 MN 锻造液压缸的主液压缸缸体结构进行了安定性分析。

关键词:弹塑性;安定性;液压缸;安定极限载荷;局部高应力

中图分类号: TG315.4

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2016.03.013

A New Shakedown Numerical Analysis Method for Huge Complex Strcuture and Its Applications

Zou Zongyuan¹ Guo Baofeng¹ Jin Miao¹ Mao Chunyan²

1.Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science (Yanshan University), Ministry of Education of China, Qinhuangdao, Hebei, 066004

2.Taiyuan Heavy Industry Co., Ltd., Taiyuan, 030024

Abstract: The local high stresses appeared commonly in a loaded huge complex structure. Some of them were usually close to or even exceed the material yield strength due to the restrictions of the geometric size and the practical manufacture. It was troublesome with the applications of the conventional elastic strength design rule. The elastic-plastic shakedown design rule might utilize the plastic bearing capacity of material, then to solve this kind of strength problem well. Thus the shakedown theorem was introduced, and based on Melan shakedown theorem, a self-equilibrium stress field was constructed by subtracting the elastic-plastic stress field and the elastic reference stress field of the peak load, and the corresponding shakedown condition was derived. Then with the applications of the elastic-plastic incremental finite element technique, the loading-unloading calculations for different load levels were conducted to obtain the residual stress fields. Taking consideration of the relation between the residual stress field and the constructed self-equilibrium stress field, the shakedown limit load was determined by the shakedown conditions. Then a shakedown numerical analysis method for huge complex structure was established. The shakedown analysis for the main hydraulic cylinder of a 125 MN forging hydraulic press was performed by this new method.

Key words: elastic-plastic; shakedown; hydraulic cylinder body; shakedown limit load; local high stress

0 引言

在工业制造领域,一些大型复杂承载结构,因其构件尺寸大、结构复杂,承载后应力分布不均匀,即使经过结构优化设计也不可避免地在结构

局部形状和尺寸发生突变的位置产生应力集中,形成高应力区。这些局部高应力往往是结构中平均应力的 2~5 倍,常常接近甚至超过材料的屈服极限。例如,大型液压机本体结构中的法兰支撑式液压缸,其法兰根部圆角区域局部受力状态复杂,且存在应力集中而出现局部高应力,所以其法兰与缸筒的过渡部位一直是这种结构强度分析校核的关键控制部位,即使采用了经过优化设计的过渡型线也无法避免局部高应力现象的发生。

收稿日期:2015-08-17

基金项目:国家科技重大专项(2013ZX04003031);国家自然科学基金资助项目(51475408);河北省高校创新团队领军人才培养计划资助项目(LJRC012);河北省自然科学基金资助项目(E2015203223)

根据安定理论,对于弹性安定的结构,在初始承载循环后会产生局部塑性变形,但在结构安定之后便不再有新的塑性变形产生,结构表现为完全弹性响应。也就是说,即使在局部高应力区产生了塑性变形,结构也可能进入安定状态,并不会发生弹塑性强度破坏。安定理论合理地利用了材料的塑性承载能力,无需再将结构的最大应力控制在材料许用应力之内。

显然,若引入安定性理念,以结构的安定极限载荷作为结构的弹塑性承载能力界限,那么对于存在局部高应力区的大型复杂承载结构而言,就意味着能够更充分地利用材料的弹塑性承载能力。现阶段,基于安定理论的弹塑性强度设计准则已经被写入 ASME VIII-2^[1] 和 EN-13445^[2] 等压力容器建造规范。除了在压力容器^[3-4] 的设计校核中得到应用外,也在核电工业构件^[5-6]、航空航天构件^[7]、铁路道轨^[8]、土地地基^[9]、近海结构^[10] 及钢结构框架^[11] 的分析设计中得到了应用。为促进安定理论的应用,已发展了许多安定性数值分析方法。这些方法包括直接循环法和基于安定定理的数值计算方法,如数学规划法、弹性补偿法等。然而直接循环法需进行不同载荷下的多次循环计算,繁琐耗时^[12];其他数值计算方法则需通过编制子程序,嵌入商业有限元软件中实现分析^[13-15],各有优势但又存在其应用的局限性,尚无法简便有效地实现液压机本体结构的安定性分析。

本文针对存在局部高应力的大型复杂承载结构的强度分析问题,引入安定理论并根据 Melan 安定下限定理建立了一种应用弹塑性增量有限元技术求解结构安定极限载荷的数值分析新方法,并应用该方法对 125 MN 锻造液压机主缸进行了安定性分析。

1 安定性数值分析方法

1.1 安定性判定条件

Melan 安定定理描述为,对于理想弹塑性结构,如果存在一个时间无关的自平衡应力场,使得结构内的任何点在加载域内的所有载荷下,其与假设结构为理想弹性体时的弹性参考应力场叠加后得到的应力场满足如下条件则结构安定:

$$f[\sigma_{ij}^e(x,t) + \sigma_{ij}^r(x), \sigma_s] \leq 0 \quad (1)$$

式中, $f[\sigma_{ij}, \sigma_s] = 0$ 为材料的屈服条件; $\sigma_{ij}^e(x,t)$ 为假设结构为理想弹性体时,结构在载荷域内的不同载荷作用下产生的弹性参考应力场; $\sigma_{ij}^r(x)$ 为时间无关的自平衡应力场; σ_s 为材料的屈服极限。

根据上述定理,可以通过构造时间无关的自平衡应力场来求解满足安定下限定理的最大外载荷,即安定极限载荷。

液压机本体结构件受到工作载荷的循环加载-卸载作用。液压缸的循环工作载荷可表示为

$$P(t) = P(t+T) \quad (2)$$

式中, T 为载荷循环周期; $P(t) \in [0, P]$ 为载荷域。

由于安定是结构发生了塑性变形后的一种稳定状态,因此安定极限载荷势必大于弹性极限载荷,在此设在循环载荷峰值 P 下结构已经发生了局部塑性变形。本文构造下限安定定理所要求的时间无关的自平衡应力场方法是,将结构在循环载荷峰值作用下的弹塑性应力场与弹性参考应力场进行相减,得到自平衡应力场 $\sigma_{ij}^r(x)$, 即

$$\sigma_{ij}^r(x) = \sigma_{ij}^{(0)}(x) - \sigma_{ij}^e(x) \quad (3)$$

式中, $\sigma_{ij}^{(0)}(x)$ 为结构在载荷 P 下产生的弹塑性应力场; $\sigma_{ij}^e(x)$ 为假设的理想弹性结构在载荷 P 下产生的弹性参考应力场。

由于载荷域 $P(t) \in [0, P]$ 为一维加载域,且弹性参考应力是与载荷成正比的,所以在整个载荷域内的安定性可以通过载荷域两个顶点处即谷值、峰值处进行判断即可。因此若要满足安定下限定理的安定条件(式(1)),则在循环载荷谷值、峰值处均需满足式(1),即

$$f[\sigma_{ij}^r(x), \sigma_s] \leq 0 \quad (4)$$

$$f[\sigma_{ij}^r(x) + \sigma_{ij}^e(x), \sigma_s] \leq 0 \quad (5)$$

将式(3)代入式(5)可得

$$f[\sigma_{ij}^{(0)}(x), \sigma_s] \leq 0 \quad (6)$$

由于上文假设在循环载荷峰值 P 下结构已经发生了局部塑性变形,因此有 $f[\sigma_{ij}^{(0)}(x), \sigma_s] \leq 0$, 即式(6)能自动满足。所以在循环载荷 $P(t) \in [0, P]$ 作用下,由式(3)构造的应力场若满足式(4)则结构在载荷域 $P(t) \in [0, P]$ 下就能安定,也就是说,若所构造的自平衡应力场内的任何点均不屈服,则结构在载荷域 $P(t) \in [0, P]$ 内安定。联合式(3)和式(4)可知,式(3)构造的应力场刚好使式(4)等号成立时所对应的载荷为满足条件的最大载荷,也就是结构的安定极限载荷。

1.2 数值方法的实现

根据上面得到的安定性判定条件,求解结构的安定极限载荷,即需要通过求解式(3)所构造的应力场 $\sigma_{ij}^r(x)$ 来确定使式(4)等号成立时的外载荷。为此提出一种峰值逐渐增大的加载-卸载归零的路径对结构进行弹塑性增量有限元计算分析,加载路径如图 1 所示。由于弹塑性增量有限元计算中会自动判断屈服条件,因此若卸载计算

过程中应力没有满足屈服条件,那么计算得到的卸载后的残余应力场即等同于式(3)所构造的自平衡应力场。因此在上述峰值逐渐增大的加载-卸载路径下残余应力状态初次满足屈服条件时所对应的载荷即为结构的安定极限载荷。

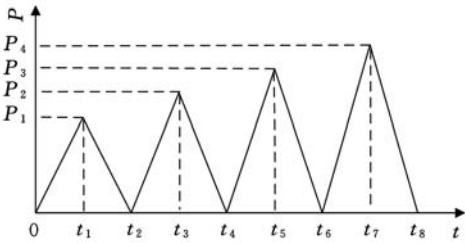


图1 安定性数值分析方法的加载路径

对于图1所示的峰值渐增的加载路径,第一个载荷峰值一般可选为结构的设计载荷,载荷峰值的增幅 ΔP 则可根据计算精度要求进行确定。

由于结构的安定性取决于其强度最薄弱部位的关键点,所以安定性数值分析只需监测其关键点。那么,对于理想弹塑性材料结构,关键点的等效残余应力 σ^r 首次等于材料的屈服极限 σ_s 时所对应的载荷 P_s 为安定极限载荷,如图2所示。

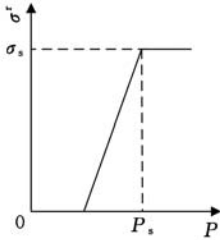


图2 安定极限载荷的确定

因此,通过从有限元分析结果中提取结构关键点在不同载荷峰值下加载-卸载结束时应力状态的等效应力就可方便地确定结构的安定极限

载荷。图3所示为上述安定性数值分析流程。

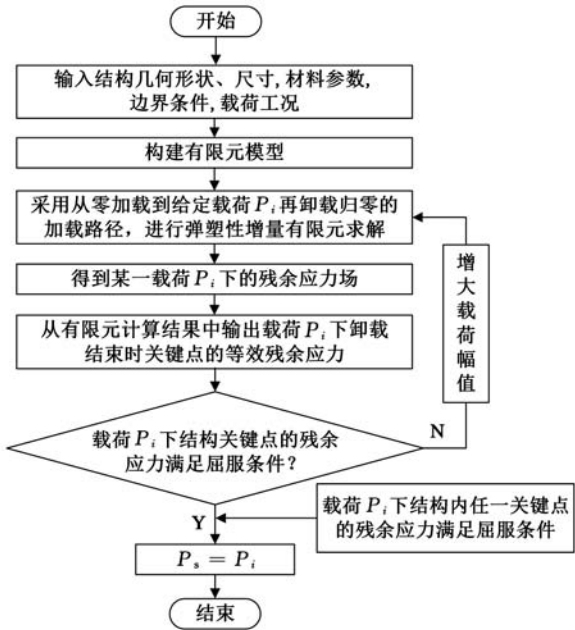
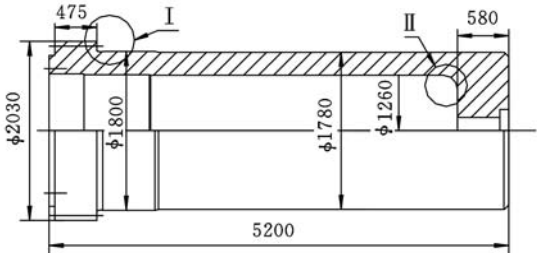


图3 安定性有限元数值分析流程图

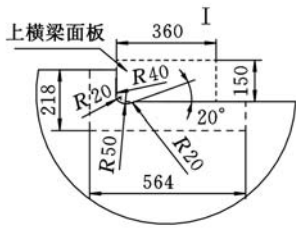
2 液压缸安定性分析

2.1 有限元模型

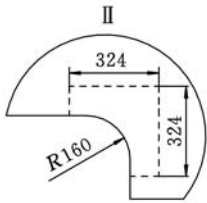
图4是某125 MN自由锻造液压机主液压缸的缸体结构简图。该液压缸为法兰支撑结构,支撑法兰位于缸口。缸体按照弹性范围的强度设计准则设计完成。液压缸的额定工作压力为35 MPa。缸体材质为锻钢35,其屈服极限不小于235 MPa。缸体的有限元弹性强度分析结果表明,在缸筒与法兰的圆角过渡区域存在局部高应力,最高应力值已接近材料的屈服极限,那么,根据弹性强度设计准则,其安全系数(材料屈服极限与最高应力的比值)略大于1,因此缸体的弹性强度安全裕度非常有限。但在液压机投产以来3年多的运行实践中,并未出现因液压缸缸体强度不足而导致的异常情况。有鉴于此,应用上述安定性数值分析方法对该液压缸缸体进行了弹塑性强度分析。



(a) 缸体简图



(b) 局部放大图I



(c) 局部放大图II

图4 液压缸缸体结构简图

由于螺栓孔及横梁的弯曲变形对缸体高应力区影响很小,所以在建立缸体有限元模型时进行了简化处理。但在上横梁与法兰及缸筒接触的位置处,上梁的局部挤压变形会对法兰和缸筒相应位置的高应力区的受力状态有较大影响,因此在建立有限元模型时需考虑上横梁下面板局部变形的影响。上横梁材质为ZG270-500,屈服极限取为270 MPa,其下面板局部实体模型的形状和尺寸见图4b,设置它与缸体的接触计算条件,摩擦因数取为0.12。为简单起见,假设缸体和上横梁材料均为理想弹塑性材料,服从Mises屈服准则,有限元模型中缸体屈服极限取为235 MPa。

有限元模型采用了平面四边形四节点单元。

对法兰圆角、缸底圆角附近区域进行了局部网格细化处理。细化区形状尺寸如图 4b 和图 4c 中虚线所示。基于网格敏感性分析结果,细化和非细化区域的网格边长分别取为 1 mm 和 8 mm。缸体共 163 785 个单元,上横梁共划分了 35 165 个单元。

在缸体内壁密封以上部分施加均匀分布的液体压力,密封段总高 240 mm,在密封高度范围内按照线性分布规律从上到下施加递减的液体压力。在横梁局部实体模型上施加相应的位移约束。缸体轴对称模型的受力简图见图 5,缸体的轴对称有限元分析模型如图 6 所示。

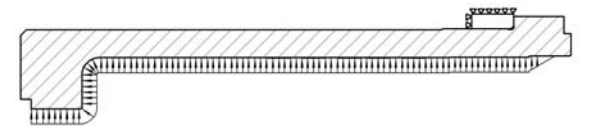


图 5 缸体的加载力学示意图



图 6 缸体的有限元模型

应用本文提出的安定性分析新方法对该缸体进行分析计算。施加图 1 所示的峰值逐渐增大的压力载荷,第一个压力载荷的峰值为 35 MPa,之后压力载荷的峰值逐渐增大,每次增幅为 1 MPa。

2.2 计算结果与讨论

图 7 是压力为 35 MPa 时缸体的等效应力云图。最高应力出现在法兰圆角附近区域,等效应力高达 230 MPa 左右。其他区域的等效应力均小于 150 MPa。



图 7 压力为 35 MPa 时的缸体等效应力云图

法兰圆角区域为缸体的最高应力区,所以为缸体安定性判定的关键位置。由载荷峰值逐渐增大的加载-卸载计算得到,缸体法兰圆角区域的关键点的最大等效残余应力与压力载荷的关系如图 8 所示。根据上文的安定载荷判定条件可知,该液压缸缸体的安定极限压力为 68 MPa。

压力载荷为 68 MPa 时缸体的等效应力分布如图 9 所示。缸体法兰圆角区域的局部应力达到

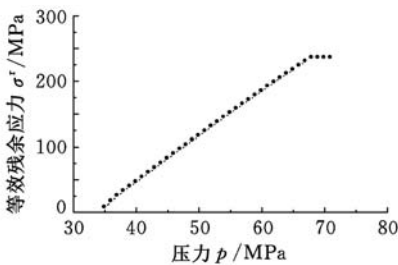


图 8 关键点的等效残余应力与压力的关系曲线

屈服极限,产生局部塑性变形。为了进一步考察液压缸多次循环承载后塑性变形的演化情况,按照从零到 68 MPa 再到零的载荷循环方式,对缸体进行了 50 次循环弹塑性增量有限元分析计算。每次加载结束时法兰圆角区域的等效塑性应变率云图见图 10。由于等效塑性应变率不为零的区域为塑性变形区,所以由图 10 可见,在初始循环阶段法兰圆角区域存在局部塑性变形区,随着循环次数的增加,塑性变形区逐渐减小,最后变成完全弹性响应区,达到安定状态。其中塑性应变最大点的总塑性应变随载荷循环数的变化曲线如图 11 所示。由图 11 可见,经过初始几个循环后塑性变形稳定不变,不再有新的塑性变形产生,达到安定状态,稳定后的总塑性应变为 0.22%。



图 9 压力载荷为 68 MPa 时缸体的等效应力云图

由此可见,由于以安定极限载荷作为缸体的弹塑性强度界限,利用了缸体材料的塑性承载能力,所以缸体即便是在 68 MPa 的压力下也能够安全服役。

由上述安定性分析结果可知,该液压缸的安定极限压力与额定工作压力的比值约为 1.94,说明该缸体的弹塑性强度安全裕度较为宽裕。

3 结论

(1)提出了一种安定性数值分析新方法。该方法通过构造合适的自平衡应力场,根据 Melan 安定下限定理,给出了安定性判定条件,并结合弹塑性有限元技术实现了结构的安定性分析。

(2)125 MN 自由锻液压机主液压缸缸体的安定性分析结果显示,缸体的弹塑性安全裕度为 1.94,可以在高于其额定工作压力 90% 的情况下

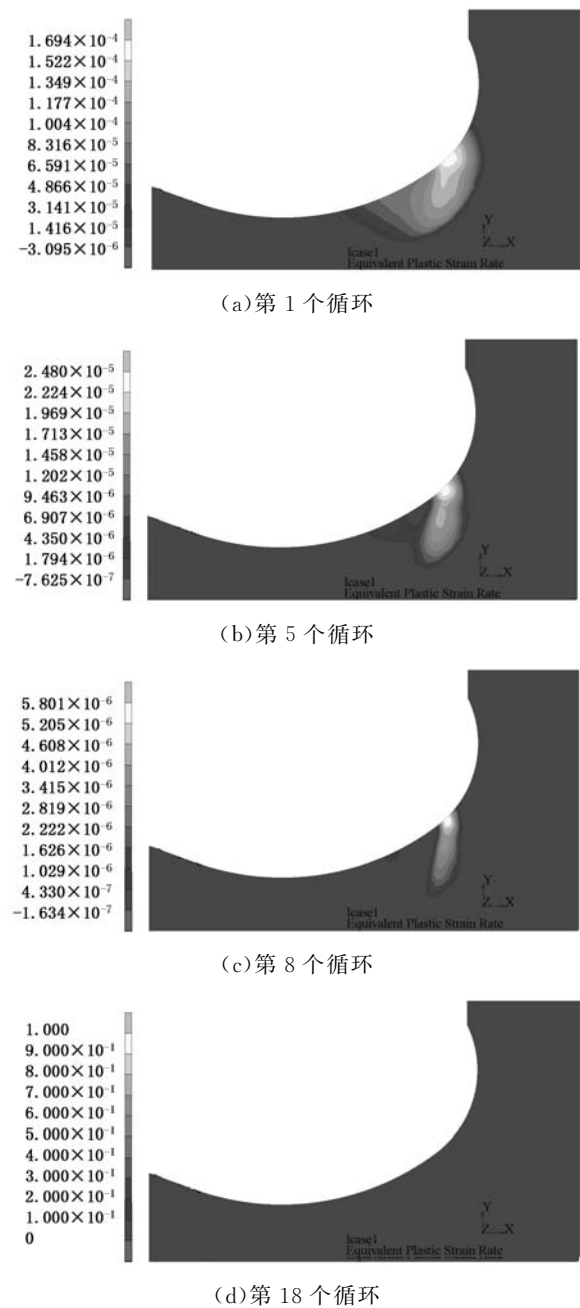


图 10 不同载荷循环次数下法兰圆角区域的等效塑性应变率云图

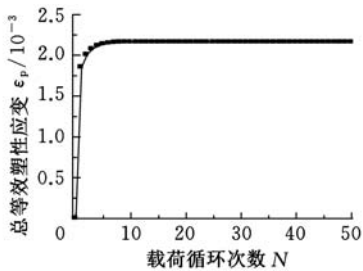


图 11 关键点的总等效塑性应变随循环数的变化曲线
正常安全服役。

(3)本文提出的数值方法可以简便有效地实现大型复杂承载结构的安定性分析,可以更合理地解决存在局部高应力区的大型复杂承载结构的强度分析问题。

参考文献:

[1] ASME. ASME-Ⅷ-2 Boiler and Pressure Vessel Code[S]. New York: the American Society of Mechanical Engineers, 2007.

[2] European Commission, EN-13445 Unfired Pressure Vessels [S]. Brussels: European Committee for Standardization, 2002.

[3] Abdalla H F. Shakedown Boundary Determination of a 90 Degrees Back-to-back Pipe Bend Subjected to Steady Internal Pressures and Cyclic In-plane Bending Moments[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2014, 116: 1-9.

[4] Simon J W, Chen Geng, Weichert D. Shakedown Analysis of Nozzles in the Knuckle Region of Torispherical Heads under Multiple Thermo-mechanical Loadings [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2014, 116: 47-55.

[5] Mishra A, Kumar R S, Chellapandi P. Progressive Deformation Behaviour of Thin Cylindrical Shell under Cyclic Temperature Variation Using Combined Hardening Chaboche Model [J]. Latin American Journal of Solids and Structures, 2014, 11(6): 980-992.

[6] Abdalla H F. Elastic Shakedown Boundary Determination of a Cylindrical Vessel-nozzle Intersection Subjected to Steady Internal Pressures and Cyclic Out-of-plane Bending Moments[J]. Nuclear Engineering and Design, 2014, 267: 189-196.

[7] Vermaak N, Valdevit L, Anthony E, et al. Implementations of Shakedown for Design of Actively Cooled Thermo Structural Panels [J]. Journal of Mechanics of Materials and Structures, 2011, 6: 9-10.

[8] Brouzoulis J, Torstensson P T, Stock R, et al. Prediction of Wear and Plastic Flow in Rails—Test Rig Results, Model Calibration and Numerical Prediction[J]. Wear, 2011, 271: 92-99.

[9] Tafreshi S N M, Khalaj O, Dawson A R. Repeated Loading of Soil Containing Granulated Rubber and Multiple Geocell Layers [J]. Geotextiles and Geomembranes, 2014, 42(1): 25-38.

[10] Fadaee M J, Saffari H, Tabatabaei R. Shakedown Limit of Elastic-plastic Offshore Structures under Cyclic Wave Loading [J]. Ocean Engineering, 2008, 35(17/18): 1854-1861.

[11] Atkociunas J, Venskus A. Optimal Shakedown Design of Frames under Stability Conditions According to Standards[J]. Computers & Structures, 2011, 89(3/4): 435-443.

基于自适应模糊滑模变结构的采煤机自动调高控制策略

毛 君 杨振华 潘德文

辽宁工程技术大学,阜新,123000

摘要:针对采煤机自动调高和采煤工作面无人化存在的问题,提出了基于电液位置伺服系统的自适应模糊滑模变结构控制系统。分析了采煤机自动调高的依据条件,建立了采煤机调高系统的数学模型,得到了采煤机调高系统的控制变量。采用自适应模糊滑模变结构控制策略,设计了采煤机自动调高控制器,并分析了其稳定性。利用 MATLAB 对采煤机调高控制器进行了仿真,仿真结果表明,采用自适应模糊滑模变结构的控制系统可以实现采煤机截割预定轨迹的准确跟踪,相对于 PID 控制技术,其跟踪误差较小,控制效果较理想。

关键词:采煤机;自动调高;自适应模糊滑模;控制策略

中图分类号:TP271.4

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2016.03.014

Control Strategy of Shearer Automatic Height Adjusting Based on Adaptive Fuzzy Sliding-mode Variable Structure

Mao Jun Yang Zhenhua Pan Dewen

Liaoning Technical University, Fuxin, Liaoning, 123000

Abstract: Owing to the problems of automatic height adjusting of shearer and mining coal working surface unmanned, control system of adaptive fuzzy sliding-mode variable structure was put forward, which was based on electro-hydraulic position servo system. The conditions of the shearer automatic height adjusting were analyzed. By establishing mathematical model of the shearer height adjusting system, the control variables of the shearer height adjusting system were gained. An automatic height adjusting controller that adopted the adaptive fuzzy sliding-mode variable structure control strategy was designed, and its stability was analyzed. MATLAB was used for automatic height adjusting controller simulation. The results show that the control system of adaptive fuzzy sliding mode variable structure achieves accurate tracking of shearer cutting along a predetermined trajectory. Compared with the PID control technology, the tracking error is small, and the control effect is ideal.

Key words: shearer; automatic height adjusting; adaptive fuzzy sliding-mode; control strategy

0 引言

随着煤矿机械自动化技术的不断发展,综采

工作面实现少人或无人开采是必然趋势。采煤机作为成套综采装备的重要组成部分,主要完成破煤和装煤的任务,其较低的自动控制水平将直接影响综采“无人化”进程的推进。采煤机自动控制主要包括变频牵引和滚筒智能调高。随着变频技术的发展,采煤机的大功率变频调速技术已经比

收稿日期:2015-04-07

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51304107);辽宁省教育厅项目(L2012118);辽宁省教育厅创新团队资助项目(LT2013009)

[12] Li H, Wood J, McCormack R, et al. Numerical Simulation of Ratcheting and Fatigue Behaviour of Mitred Pipe Bends under In-plane Bending and Internal Pressure[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2013, 101:154-160.

[13] Chen Shenshen, Liu Yinghua, Li Jun, et al. Performance of the MLPG Method for Static Shakedown Analysis for Bounded Kinematic Hardening Structures[J]. European Journal of Mechanics A/Solids, 2011, 30(2): 183-194.

[14] Ure J, Chen Haofeng, Tipping D. Integrated Structural Analysis Tool Using the Linear Matching Method Part 1—Software Development[J]. International

Journal of Pressure Vessels and Piping, 2014, 120: 141-151.

[15] Simon J W, Hoewer D, Weichert D. A Starting-point Strategy for Interior-point Algorithms for Shakedown Analysis of Engineering Structures[J]. Engineering Optimization, 2014, 46(5): 648-668.

(编辑 苏卫国)

作者简介: 郭宗国,女,1986年生。燕山大学机械工程学院博士研究生。郭金峰,男,1958年生。燕山大学机械工程学院教授、博士研究生导师。金森(通信作者),男,1968年生。燕山大学机械工程学院教授、博士研究生导师。毛春燕,女,1978年生。太原重工股份有限公司技术中心工程师。