

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2014.02.008

分离机转鼓强度评定方法的对比研究

张元祥¹, 梁利华², 吴将天³

(1. 衢州学院 机械工程学院, 浙江 衢州 324000; 2. 浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014;
3. 浙江轻机实业有限公司, 浙江 杭州 311401)

摘 要:针对传统分离机转鼓的强度算法偏于保守,无法准确进行强度评定的缺点,将应力分析设计方法应用于转鼓的强度评定。基于 ANSYS Workbench 有限元软件建立碟式分离机转鼓组件的有限元模型,进行正常工况下的静力分析,获得转鼓筒体的应力和变形分布结果,并分别基于传统强度理论和应力分析设计方法对转鼓筒体的应力进行评定。分析表明基于应力分析设计方法可以获得更加合理的评定结果,对建立分离机转鼓强度评定准则具有一定的指导意义。

关 键 词:分离机转鼓;有限元法;强度评定;应力分类

中图分类号:TH16;TS223.6 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2014)02-0028-05

Comparison of Strength Evaluation Method on Separator Drum

ZHANG Yuanxiang¹, LIANG Lihua², WU Jiangtian³

(1. College of Mechanical Engineering, Quzhou University, Quzhou, Zhejiang 324000, China;

2. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China;

3. Zhejiang Qingji Ind. Co., Ltd., Hangzhou 311401, China)

Abstract: The traditional algorithm for strength of separator drum is conservative, which can't perform the strength evaluation for drum correctly. The basic theory of strength evaluation for drum was introduced based on stress analysis method. The finite element model of drum assembly of disc separator was built based on ANSYS Workbench. The static analysis with normal condition was performed to obtain the stress and deformation distribution of the drum. The strength evaluation for drum was performed by using traditional strength algorithm and stress analysis method separately. The comparison results show that it can obtain more rational strength evaluation based on stress analysis method. This research can be used to establish the strength evaluation criterion for separator drum.

Key words: separator drum; finite element method; strength evaluation; stress classification

分离机是利用转鼓旋转产生的离心惯性力实现悬浮液、乳浊液及其他物料的分离或浓缩的机器。它具有分离效率高、结构紧凑、生产能力高等优点,广泛应用于食品加工、日用化工、医药等行业^[1]。转鼓组件是各类分离机的核心部件,合理设计分离机转鼓对分离机的用途、生产能力和效率等起决定性的影响。另一方面,由于分离机以每分钟几千转至上万转作高速回转,转鼓自身的质量引起的离心力、转鼓内物料的压力以及转鼓零件间的相互作用力都将在转鼓组件内产生很大的工作应力,甚至会发生鼓体“崩裂”,从而引

起严重的安全问题。因此,对离心机转鼓强度的研究具有十分重要的意义。

有限元法是目前最为有效的一种数值方法,它对几何形状没有限制,并且又能为工程问题提供较高的计算精度。因此,有限元法成为解决分离机转鼓组件强度设计分析问题强有力的工具。近年来,许多学者和工程技术人员对分离机转鼓开展了有限元技术在转鼓强度计算上的应用研究,取得了大量有价值的成果^[2-5],但这些研究都很少涉及转鼓强度的评定。

机械行业标准 JB/T8051-2008《离心机转鼓强度

收稿日期:2013-12-23;修回日期:2013-12-30

基金项目:衢州市科技计划项目(20121048);浙江省优先主题重点工业项目(2010C11023)

作者简介:张元祥(1982),男,浙江衢州人,博士,讲师,主要研究方向为机械结构分析与优化。E-mail:jarson_zhang@hotmail.com

计算规范》^[6]定义了分离机转鼓的强度计算和评定的方法,但该标准主要是采用传统的方法给出简单结构转鼓壁的薄膜应力的计算规定,并基于第一强度理论对结构进行强度校核。事实上,由于转鼓结构形式多样而复杂,对于鼓壁开孔或带有加强箍转鼓结构、形状复杂的转鼓底结构,传统的设计计算方法无法准确求得转鼓各部位的应力,也无法完成合理的强度评定。

尽管 JB/T8051-2008 标准是依据传统方法的进行分析、计算和评定的,但是该标准也指出:“静强度校核可以在线弹性分析的基础上,采用应力分类评价原则进行,应力分类方法可以参考 JB4732-1995R《钢制压力容器——分析设计标准》^[7]中的规定”。

为此,文中分别介绍了基于传统强度理论和应力分析设计方法进行转鼓强度分析评定的基本理论,并以某型号分离机转鼓组件为例,对两种评定方法进行分析 and 比较。

1 分离机转鼓强度分析评定方法

1.1 基于传统强度理论

JB/T8051-2008 标准中的转鼓筒体应力计算是以旋转薄壳理论作为分析基础,认为筒体的环向应力为转鼓的最大应力值,并以第一强度理论作为评定条件^[8]。

按照 JB/T8051-2008 标准,当转鼓内无筛网时,圆筒形转鼓所产生的环向应力主要由两部分引起,即转鼓空转产生的离心力引起的鼓壁应力和由物料产生的离心力所引起的鼓壁应力。

空转时鼓壁内的环向应力为

$$\sigma_1 = 10^{-12} q \rho_1 r_2^2 \omega^2 \quad (1)$$

式中, q 为开孔引起的表观密度减小系数,鼓壁无开孔时 $q = 1$; ρ_1 为转鼓材料的密度; r_2 为转鼓的平均半径, ω 为转速。

圆筒形转鼓内由质量均布的物料载荷产生的鼓壁内的环向应力为

$$\sigma_2 = 10^{-12} \omega^2 [\rho_2 (r_1^2 - r_3^2) r_1 / 2\delta] \quad (2)$$

式中, ρ_2 为物料密度; r_1 为转鼓内半径; r_3 为物料环内半径; δ 为转鼓壁厚。

不考虑焊接和开孔等因素的影响,转鼓强度按以下公式进行校核

$$\sigma_1 = (\sigma_1 + \sigma_2) \leq [\sigma] \quad (3)$$

式中, $[\sigma]$ 为材料的许用应力。

$$[\sigma] = \min \left\{ \frac{\sigma_s}{n'_s}, \frac{\sigma_b}{n'_b} \right\} \quad (4)$$

式中, σ_b 是材料的强度极限; σ_s 是材料的屈服应力,对于

屈服点不明显的材料, σ_s 用 $\sigma_{0.2}$ 代替; $n'_s = 2, n'_b = 3$ 。

1.2 基于应力分析设计方法

转鼓组件是一种在工作时承受高压的机械结构,因此,转鼓组件可以认为属于一种特殊的压力容器。应力分析设计是一种以塑性失效准则和弹性应力分析为基础的设计方法,广泛应用于压力容器的安全评定。应力分析设计的主要特点是根据各种所考虑的失效模式,详细计算结构的各种应力,根据各种应力对结构失效模式所起不同作用而予以分类,并采用不同的强度条件对不同类别的应力分别进行评定。因此,应力分析设计规范中的核心问题是应力分类。

JB4732-1995R 是压力容器的分析设计标准,根据该标准,可以从不同角度进行应力分类^[9-10]:就性质而言,可分为一次应力、二次应力和峰值应力;就其范围而言可分为总体应力和局部应力;按照沿壁厚的分布情况可以分为薄膜应力(均匀分布应力)、弯曲应力(线性分布应力)和非线性分布应力。

一次应力 P 是平衡压力及其他外加机械荷载作用所必需的正应力或切应力。一次应力是维持结构各部分平衡所必需的应力,具有非自限性特征,即当其超过材料的屈服极限时,即使外荷载不再增大,结构仍将产生不可限制的塑性流动,直至破坏为止。一次应力又可以细分为一次总体薄膜应力 P_m 、一次弯曲应力 P_b 和一次局部薄膜应力 P_L 。

二次应力 Q 是为了满足结构自身变形连续要求或外部约束条件,由于变形协调的需要而产生的应力,其主要特征是具有自限性。峰值应力 F 是由局部结构不连续等因素而引起的附加于一次加二次应力的应力增量。它的特征是同时具有自限性和局部性,通常不会引起明显的变形。

基于应力分析和应力分类的强度评定通常采用第三强度理论^[11]。评定时,首先根据应力云图显示结果定义路径,即在危险截面处选取穿过壁厚的应力评定线;然后将评定线上基于线弹性分析得到的各种应力结果分解为薄膜应力、弯曲应力和峰值应力等,最后按照不同的强度准则进行评定。评定准则如表 1 所示。

表 1 应力评定的强度准则

Table 1 Strength criterion of different stress

类别	符号	强度准则
一次总体薄膜应力强度	S_I	$P_m < S_m$
一次局部薄膜应力强度	S_{II}	$P_L < 1.5 S_m$
一次局部薄膜加一次弯曲应力强度	S_{III}	$P_L + P_b < 1.5 S_m$
一次加二次应力强度	S_{IV}	$P_L + P_b + Q < 3 S_m$

值得注意的是,基于分析设计标准,一般钢材的设计应力强度为

$$S_m = \min \left\{ \frac{\sigma_s}{n''_s}, \frac{\sigma_b}{n''_b} \right\} \quad (5)$$

该标准与 JB/T8051-2008 标准所不同在于安全系数,这里 $n''_s = 1.5$, $n''_b = 2.6$ 。

2 算例

2.1 分析模型

某型号碟式分离机主要用于去除悬浮液中的固体杂质,实现乳浊液分离,以得到纯净悬浮液体,属于非均相的二相或三相分离。该碟式分离机的转鼓组件主要由筒体、钵盖、大螺帽等零件组成,如图 1 所示。正常工作时,转鼓组件的转速为 5 800 r/min(相应的角速度 $\omega = 607.37 \text{ rad/s}$);转鼓内腔半径 $r_1 = 261 \text{ mm}$,筒体平均半径 $r_2 = 304 \text{ mm}$,筒体壁厚 $\delta = 43.5 \text{ mm}$;筒体的材料采用 0Cr16Ni5Mo 马氏体/铁素体的不锈钢,其材料性能参数如表 2 所示。为使分析具有普遍意义,分离物料假设为水,自由液面半径 $r_3 = 76 \text{ mm}$,密度 $\rho_2 = 1\,000 \text{ kg/m}^3$ 。采用 ANSYS Workbench 对该碟式分离机进行有限元分析。

表 2 转鼓组件的材料性能参数

Table 2 Material properties of the drum assembly

材料	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比	屈服强度/强度极限/ MPa	MPa
0Cr16Ni5Mo	7 900	206	0.3	892	934

对转鼓组件的结构和受力进行分析可以发现,它们承受的载荷是轴对称的,其结构形状除了筒体的排渣口外,其余部分亦可视为轴对称。根据圣维南原理,沿环向排列的小孔并不影响较远处的应力分布,筒体壁上距离排渣口稍远处的应力分布仍接近于轴对称。因此,为节省计算时间,建立 1/4 模型进行分析。

另外,由于 ANSYS Workbench 在处理圆角和倒角会产生大量的单元,所以本分析模型忽略非重点分析区域的圆角和倒角等局部微小特征,如图 2(a)所示。为使分析结果更加准确,将几何模型进行映射网格划分,得到如图 2(b)所示的有限元模型,单元总数 126 569,节点总数 271 473。

2.2 载荷和约束

分离机在正常工况下,转鼓组件主要承受以下几种载荷:

- 1) 转鼓组件高速旋转时由于自身质量而引起离心力;
- 2) 转鼓筒体与大螺母连接处的预紧力。大螺母

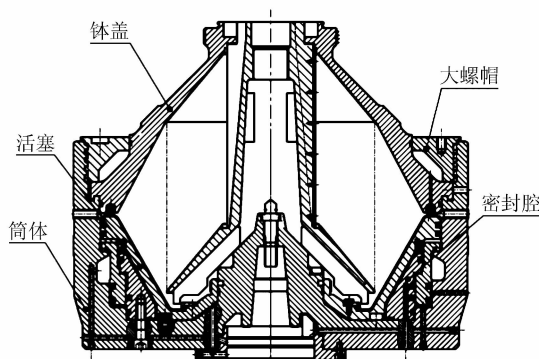
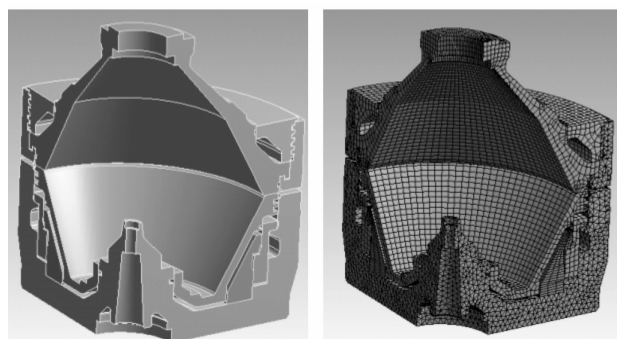


图 1 转鼓组件结构图

Figure 1 Drum component structure diagram



(a) 几何模型

(b) 有限元模型

图 2 转鼓组件的分析模型

Figure 2 Analysis model of drum component

的预紧力采用 ANSYS Workbench 的预紧力单元进行施加;

- 3) 进料分配器对顶盖的压力;

- 4) 分离物料对筒体、顶盖和活塞的作用力,以及操作水对活塞、筒体和密封腔的作用力。物料离心力和操作水压对转鼓组件的压力沿径向呈二次型分布,

半径 r 处的分布载荷为 $q = \frac{\rho\omega^2(r^2 - r_1^2)}{2}$,其中 r_1 为重

相或轻相出料口半径。由于 ANSYS Workbench 本身无法实现二次型压力加载,所以文中采用 ANSYS Workbench 自带的 APDL 程序设计语言进行二次开发,实现了物料对转鼓组件二次型压力的加载。

转鼓组件的约束条件根据具体情况确定。因转鼓的有限元模型采用 1/4 模型,所以在 1/4 转鼓模型的切割边界处施加对称约束;另外,转鼓筒体与转轴相连处施加轴向约束。转鼓组件的载荷与约束状况如图 3 所示。

2.3 分析结果

图 4 和图 5 分别是转鼓筒体的环向应力云图和变形云图。从图 4 可以看出,转鼓均匀部位的环向应力

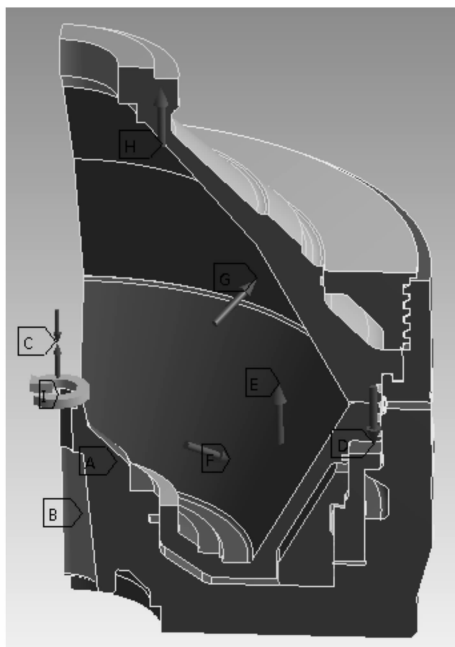


图3 转鼓组件的边界条件

Figure 3 Boundary conditions of drum component
为 $\sigma_t = 260$ MPa, 环向应力最大值为 478 MPa, 发生在筒体排渣口处, 属于局部峰值应力。

在高速旋转下, 该转鼓筒体壁所产生的应力主要由两部分引起, 即筒体本身质量产生的离心力引起的鼓壁应力和由物料产生的离心力所引起的鼓壁应力。因此, 基于 JB/T8051-2008 标准, 根据式(1)和式(2)计算转鼓筒体壁内总的环向应力 σ_t

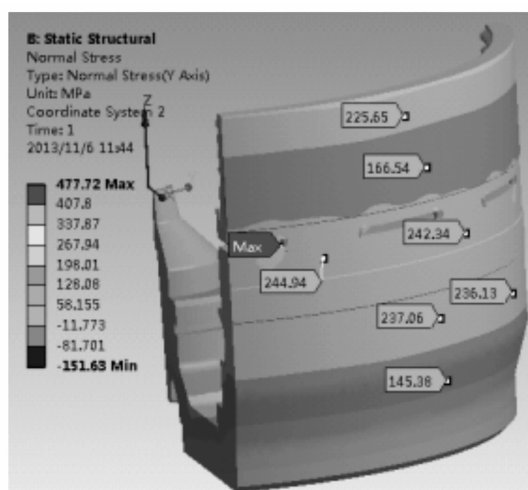
$$\sigma_t = \sigma_1 + \sigma_2 = 10^{-12} \omega^2 [q\rho_1 r_2^2 + \rho_2 (r_1^2 - r_3^2) r_1 / 2\delta] = 334 \text{ MPa} \quad (6)$$

该结果和基于有限元法获得转鼓均匀部位的环向应力相比, 两者相对误差约为 22%。其原因在于, 式(1)和式(2)是理想化的、基于高速旋转的薄壁圆筒的计算公式, 并未考虑边缘效应; 实际上鼓底和大螺母对转鼓筒体的约束使得转鼓筒体的变形型式发生了变化, 即径向均匀扩展型转换成轴向的腰鼓型(如图5所示), 从而导致了环向应力发生了变化。

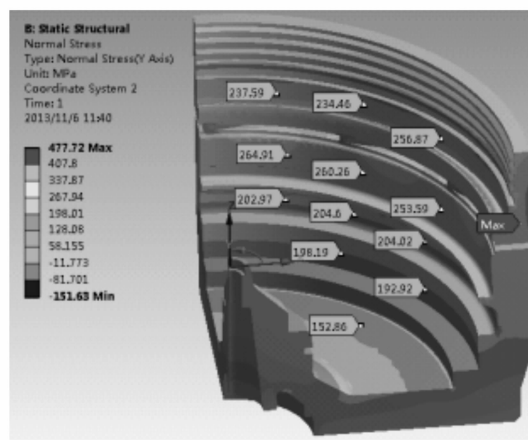
2.4 评定结果的比较

首先基于传统强度理论对分析结果进行评定。对于 0Cr16Ni5Mo 材料, 由式(4)可以计算得到常规方法的许用应力为 $[\sigma] = 311.3$ MPa。这时, $\sigma_t > [\sigma]$, 即计算出的环向应力已经超过材料的许用应力 $[\sigma]$ 。所以, 根据 JB/T8051-2008 标准, 该转鼓筒体无法通过强度校核。

事实上, 对于 0Cr16Ni5Mo 材料, 由式(5), 可以计算得到应力分类法的设计应力强度 $S_m = 359.2$ MPa。



(a) 外壁



(b) 内壁

图4 转鼓筒体的环向应力云图

Figure 4 Hoop stress distribution of the drum

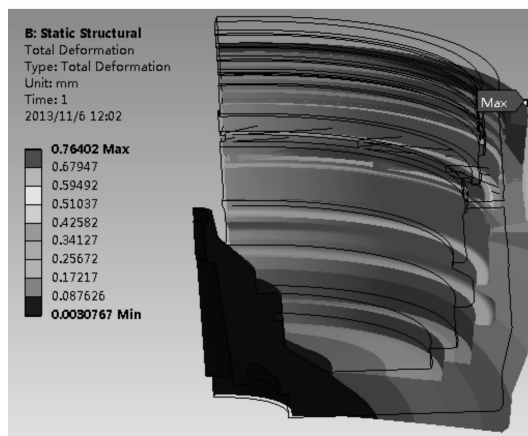


图5 转鼓筒体的变形云图

Figure 5 Deformation distribution of the drum

沿着筒体厚度方向在关键部位定义 5 条应力评定通道, 如图 6 所示, 其中通道 6 经过最大环向应力位置,

故图中无示意。通过 ANSYS 的应力线性化功能,获得了各通道的应力强度线性化结果,图 7 为通道 3 的应力强度线性化结果。基于 JB4732-1995R,对转鼓筒体进行应力分类的评定,评定结果如表 3 所示。可以发现,各类应力都通过评定,并且还存在一定的安全余量,这说明该碟式分离机转鼓系统是安全可靠的。事实上,该型号分离机一直安全稳定运行着,并未出现任何安全事故。因此,通过比较可以发现,采用 JB/T8051-2008 标准设计的转鼓偏于保守。

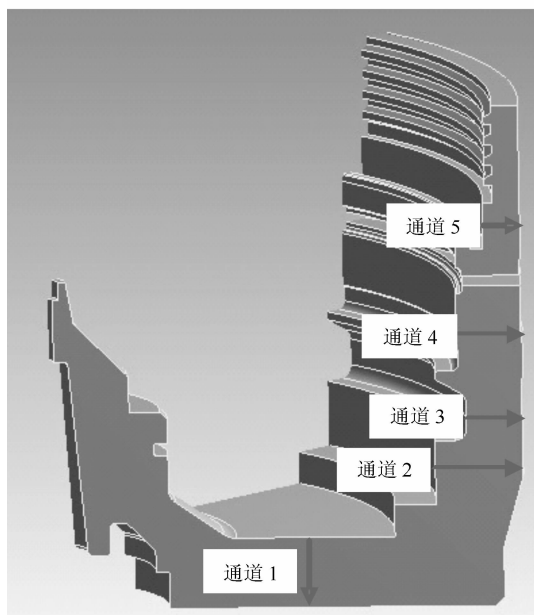


图 6 筒体通道路径示意图

Figure 6 Path diagram of the drum

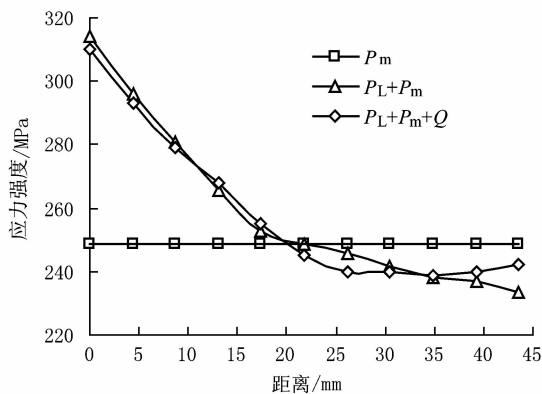


图 7 通道 3 的应力强度线性化结果

Figure 7 Stress intensity linearization results along Path 3

表 3 应力评定结果

Table 3 Stress assessment results

路径	应力组合	应力分类	应力强度最大值/MPa	应力强度控制值/MPa	评定结果
通道 1	P_m	S_I	248.5	$359.2 \times 1.0 = 359.2$	通过
通道 2	$P_L + P_b$	S_{III}	212.6	$359.2 \times 1.5 = 538.8$	通过
通道 3	$P_L + P_b$	S_{III}	230.3	$359.2 \times 1.5 = 538.8$	通过
通道 4	$P_L + P_b$	S_{III}	317.8	$359.2 \times 1.5 = 538.8$	通过
通道 5	$P_L + P_b$	S_{III}	310.5	$359.2 \times 1.5 = 538.8$	通过
通道 6	$P_L + P_b + Q + F$	S_{IV}	245.4	$359.2 \times 1.5 = 538.8$	通过
			477.7	$359.2 \times 3.0 = 1077.6$	通过

3 结论

强度计算是分离机转鼓设计的重要内容,合理的强度评定方法应当综合考虑安全性和经济性要求。文中分析和比较了两种分离机转鼓强度分析评定方法,可以发现,按照传统的传统强度理论设计的分离机转鼓往往偏于保守,相关尺寸会有较大富裕,使得转鼓质量无谓地增加,既增加了转鼓运行的能耗,也造成材料的浪费,而将应力分析评定的基本思想和原则用于转鼓的强度分析评定可以获得更加符合真实的结果。值得注意的是,JB4732-1995R 中计算设计应力强度所采用安全系数要比 JB/T8051-2008 的低,但标准也对材料性能参数的准确性提出了更高的要求。

参考文献:

- [1] 顾巧祥. 碟式分离机转鼓强度计算及其可靠性分析[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2003.
- [2] 刘友宏, 蒋蓓蓓. 离心机转鼓整体三维有限元分析与强度计算[J]. 过滤与分离, 1998(4): 20-24.
- [3] 谭蔚, 王泽军, 朱企新. 有限元方法在分离机转鼓强度分析中的应用[J]. 化工机械, 2002, 29(2): 103-107.
- [4] 顾巧祥, 梁利华, 贾高顺, 等. 碟式分离机转鼓筒体三维应力分析[J]. 浙江工业大学学报, 2003, 31(6): 662-665.
- [5] 朱跃峰, 陈德林, 蔡云辉. 基于有限元法的碟式分离机转鼓组件强度分析[J]. 机械设计与制造, 2013(6): 183-186.
- [6] 中国机械工业联合会. JB/T8051-2008 离心机转鼓强度计算规范[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [7] 全国压力容器标准化技术委员会. JB 4732-1995R 钢制压力容器——分析设计标准[S]. 北京: 中国标准出版社, 2005.
- [8] 周连刚. 离心机转鼓开孔问题的研究[D]. 天津: 天津大学, 2007.
- [9] 卓高柱, 邵岩, 吴会珍, 等. 有限元数值分析法在压力容器应力分析中的应用[J]. 电力设备, 2008, 9(5): 57-60.
- [10] 王冠群. C-4012 产品出料罐应力分析与疲劳强度评价[D]. 大庆: 东北石油大学, 2010.
- [11] 卓高柱, 孔凡敬, 郭华波, 等. 压力容器有限元分析及等效线性化处理[J]. 发电设备, 2008(5): 373-376.