

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2016.06.006

高速胶乳分离机转鼓体结构优化

石凯, 薛晓宁*

(广东海洋大学机械与动力工程学院, 广东 湛江 524088)

摘要:针对高速胶乳离心机转鼓体受载大,应力分布不均,局部应力值大等问题,运用多目标优化设计方法,改善其结构及应力分布。建立转鼓有限元计算模型,分析转鼓的受力和约束条件,得到转鼓体的应力和应变云图;以转鼓体外径 R_1 、高度 H_1 、筒体壁厚 D_1 和底面厚度 D_2 作为目标参数,进行结构优化。优化结果: R_1 、 H_1 和 D_1 分别减少了4.180, 3.640, 2.353 mm, D_2 增加了1.518 mm;最大等效应力减小了21.09 MPa,下降率为4.29%,最大局部应力减小;总质量减小了1.042 kg,下降率为5.85%;最大变形量相对减小0.001 35 mm,下降率为0.65%,基本达到了优化目标。研究结果及分析方法对碟式分离机结构优化具有参考价值和借鉴意义。

关键词:胶乳分离机;高速转鼓;转鼓体;有限元计算模型;ANSYS参数化建模

中图分类号:TH112 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2016)06-0026-06

Structure Optimization of Drum-Body on High-Speed Latex Disc-Separator

SHI Kai, XUE Xiaoning*

(College of Mechanical and Power Engineering, Guangdong Ocean University, Zhanjiang, Guangdong 524088, China)

Abstract: In view of the problems of heavy loading, uneven distribution of stress and large local-stress value on the drum body of high-speed latex disc-separator, the multi-objective optimization method was applied to improve the structure parameters and stress distribution. By ANSYS parametric modeling, the finite element model on latex separator drum was created to analyze the force and constraint of the drum, and the contour figures of stress and the strain on the drum body were achieved. The drum diameter R_1 , height H_1 , the cylinder wall thickness D_1 and bottom thickness D_2 were set as the target parameters. The structure optimization was conducted by using the multi-objective optimization design method. The optimization result shows that: R_1 , H_1 and D_1 is respectively reduced by 4.180, 3.640 and 2.353 mm, and D_2 increases 1.518 mm, and the maximum equivalent stress is reduced by 21.09 MPa with the decline rate of 4.29%. The maximum local-stress is decreased, and the total quality is reduced by 1.042 kg with the decline rate of 5.85%. The maximum deformation decreased 0.001 35 mm, and the decreased rate is of 0.65%, and basically reached the optimization goal. The results and analysis method can provide more guidance and reference for the structure optimization of disc-separator.

Key words: latex disc-separator; high-speed drum; drum-body; finite element model; ANSYS parametric modeling

胶乳分离机是一种利用薄层分离原理实现浓乳-胶清-杂质离心分离的高速旋转机械,其转鼓工作转速达 $7\ 200\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$,工作时转鼓构件受力状态复杂。根据以往的分析结果以及实际应用^[1-2],转鼓体是转鼓中尺寸和质量最大、最重要的核心部件,其强度及使用寿命对整机性能及运行状况起决定性作用。传统强度

计算方法,在分离机上精度不高,本文通过建立参数化转鼓模型,利用ANSYS优化方法,对转鼓体的结构尺寸进行优化,优化结果及方法对胶乳分离机具有实际意义。通过结构优化,降低最大应力和几何变形,对提高转鼓体寿命和可靠性有着重要意义。

收稿日期:2016-09-04;修回日期:2016-09-22

基金项目:广东省教育厅科研基金项目(B9810);湛江市科技计划项目(B01490)。

作者简介:石凯(1989),湖南益阳人,硕士,主要研究方向为离心分离机械设计。通信作者:薛晓宁(1962),青海西宁人,硕士,副教授,主要研究方向为高速分离机械研究与设计。E-mail:gdouxue@126.com

1 转鼓体结构应力分析

1.1 建立转鼓体有限元模型

如图1(a)所示,依据生产用某型号胶乳分离机转鼓实际结构参数,建立转鼓体实体模型。

网格划分:定义为结构应力场分析;网格采用自由网格划分;网格单元大小设置为4 mm,局部受力敏感区的网格细化为2 mm;最后得到的网格单元数为79 424,节点数为356 468,如图1(b)所示。

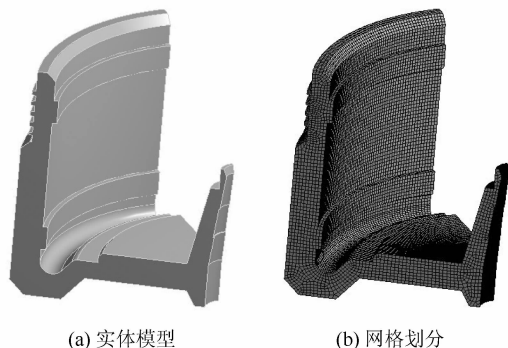


图1 转鼓体实体模型与网格划分

Figure 1 Drum body model and mesh

定义材料:根据文献[2],其材料为2Cr13,弹性模量288 GPa,泊松比0.3,密度7 730 kg/m³,屈服强度630 MPa,极限屈服强度800 MPa。

加载相关力与约束条件:正常带料工作时,转鼓体主要承受自身质量离心力、胶乳和杂质所产生的离心压力、装配接触产生的接触力,各个载荷的确定依据文献[2]加载。主要加载项有:转鼓体工作转速下角速度为758.83 rad/s;对立壁的离心压力值为10.4 MPa;胶乳对底部随半径呈二次型的压力载荷;螺纹拧紧力取为50 kN;锥孔受立轴锥端的法向力为8.7 MPa;杂质对转鼓体内壁的离心压力为2.4 MPa。

根据需要,将计算得到的载荷,换算成相应作用面的面载荷后施加。转鼓体载荷边界条件加载如图2所示。

1.2 有限元分析

求解有限元模型,得到转鼓体等效应力与几何变形云图如图3所示。

由图3(a)可知:转鼓体整体应力分布不均匀,应力负荷高,局部应力值大,最大应力值出现在侧壁与转鼓底部连接部位为490.730 00 MPa。该部位为质量离心力、液体和杂质离心压力以及其他接触构件作用于转鼓体上弯矩最大部位,也是结构发生突变部位;生产中长期使用的胶乳分离机转鼓体一旦出现偶发疲劳裂纹,裂纹部位也基本在此部位,裂纹虽因疲劳引起,但

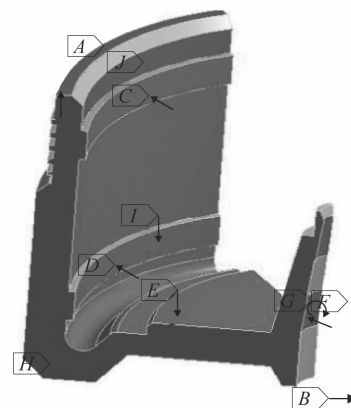


图2 转鼓体载荷与边界条件

Figure 2 Drum body loads and boundary conditions

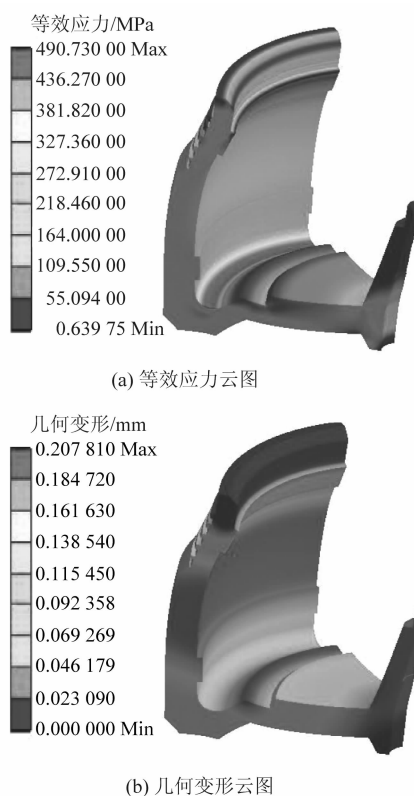


图3 转鼓体等效应力与几何变形云图

Figure 3 Equivalent stress and geometry deformation cloud of drum body

与局部应力偏大有直接关系^[1],这在一定程度上说明了分析结果的正确性。由图3(b)可知其转鼓体最大变形在筒体中间部位,最大变形为0.207 81 mm,过大的变形量也可能引起尺寸精度下降。

2 转鼓体结构优化

2.1 ANSYS 优化方法与原理

ANSYS 优化设计中设计变量、目标函数和约束条

件是优化设计3大要素^[3-8]。图4为ANSYS静态加载的优化分析方法流程图。

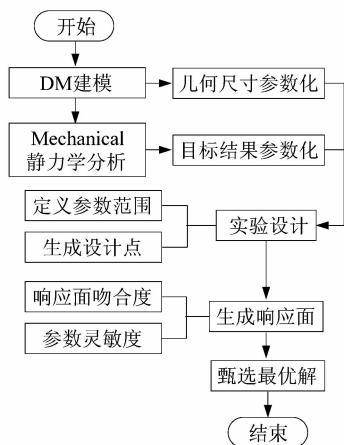


图4 ANSYS静态加载优化分析方法流程图

Figure 4 Flow chart of ANSYS static loading optimization analysis method

将设计中需要改变的尺寸定义为参数,优化过程中总体性能随变量而改变的参数称为设计变量,目标函数是设计变量的因变量,约束条件是对设计变量的限制条件和其它性能的要求^{[4]250}。

2.2 设置几何优化参数

建立如图5所示的转鼓体主要几何参数二维图,运用有限元法,对多个设计变量进行参数设计。在Design Modeler中建立模型,并将转鼓体的4个尺寸进行参数化设置,其初始值分别为:转鼓体外径 $R_1 = 230.0$ mm,转鼓高度 $H_1 = 257.5$ mm,筒体壁厚 $D_1 = 30.5$ mm,底面厚度 $D_2 = 20.0$ mm。结构参数优化可对这4个参数实施目标优化,保证结构总体性能趋好,平衡各个输入变量与输出变量之间的关系,使材料性能发挥最大化。

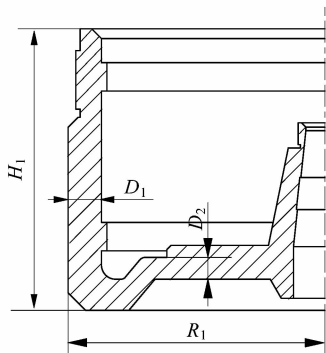


图5 转鼓体几何尺寸参数二维模型

Figure 5 Two-dimensional model of drum body geometry parameters

2.3 设置优化输出参数

依据转鼓体工作情况,综合考虑多种因素,对转鼓体结构输出目标函数的设置为:①在其屈服强度范围内,保证其所受的等效应力最小;②在结构尺寸改变时,保证其用料最少,即总质量最小;③转鼓体的总变形最小。其中目标函数的初值:最大等效应力为491.6 MPa,质量为17.802 kg,最大几何变形量为0.207 35 mm。

2.4 定义几何约束条件

转鼓体的几何尺寸约束需确保转鼓体的设计参数在一个可接受的范围内,保证其样本范围大小和优化尺寸的合理性。参数选择决定了转鼓体结构可靠性与合理性,根据对转鼓体的应力分析,对设计参数进行以下尺寸约束:

$$\begin{cases} 225.0 \text{ mm} \leq R_1 \leq 235.0 \text{ mm}, \\ 252.5 \text{ mm} \leq H_1 \leq 262.5 \text{ mm}, \\ 28.0 \text{ mm} \leq D_1 \leq 33.0 \text{ mm}, \\ 18.0 \text{ mm} \leq D_2 \leq 22.0 \text{ mm}. \end{cases}$$

转鼓体的目标函数设置约束为:

$$\begin{cases} \min(\text{最大等效应力}) & \text{优先级:最高,} \\ \min(\text{模型质量}) & \text{优先级:中,} \\ \min(\text{最大几何变形量}) & \text{优先级:最低.} \end{cases}$$

2.5 参数设计点与目标函数变化

DOE实验设计(design of experiments)根据参数空间里的各个参数的定义和参数约束条件,利用蒙特卡罗抽样技术,随机生成或者自行加入设计点。通过有限的设计点结果,并利用二次插值函数,拟合成为二维或三维的响应曲面进行优化^{[4]265}。软件根据几何尺寸约束条件自动生成25个设计点,设计点与目标函数之间的关系如图6~8所示。

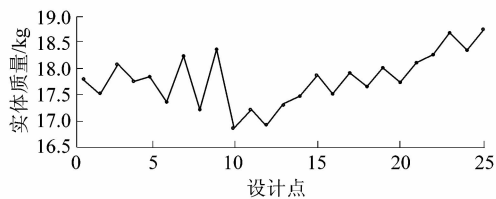


图6 设计点与质量之间的关系

Figure 6 Relationship between quality and design point

由图6可知,在第10个设计点时质量最小为16.875 0 kg,相比初值减小了0.927 0 kg。尺寸变化为4个设计变量均减小。

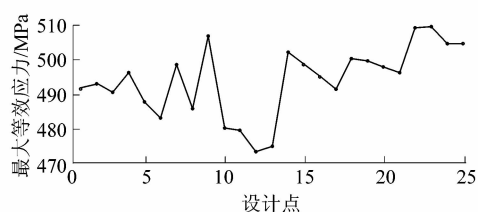


图7 设计点与最大等效应力之间的关系

Figure 7 Relationship between the maximum equivalent stress and design point

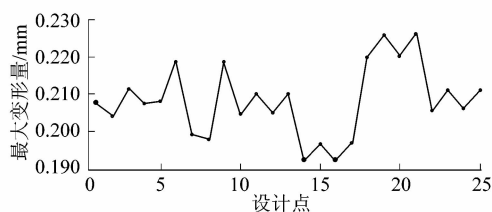


图8 设计点与最大变形量之间的关系

Figure 8 Relationship between the maximum deformation and design point

由图7可知,在第12个设计点时,最大等效应力最小为473.65 MPa,相比初值减小了17.95 MPa。尺寸变化为 D_2 增加,其它均减小。

由图8可知,在第14个设计点时,最大总变形最小为0.192 30 mm,相比初值减小了0.015 05mm。尺寸变化为 D_1 增加,其它均减小。

2.6 设计变量与目标函数的灵敏度分析

灵敏度分析定性或定量的评估设计参数不确定性对模型结果的影响,能直观地观察出一个或多个设计参数对目标函数变化的影响,在参数校正的过程中有着重要作用^[3-4]。

由图9可以看出:

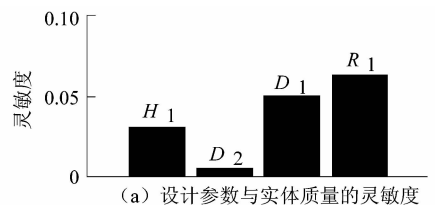
1) 转鼓体质量大小的主要影响因素是 R_1 和 D_1 的尺寸变化,正向数值表明转鼓体质量与 R_1, D_1, D_2, H_1 均成正比例关系。

2) 转鼓体最大等效应力大小的主要影响因素是 R_1, D_1 的尺寸变化,等效应力的增加与 R_1, D_1 成正比例关系,与 D_2, H_1 成反比关系。

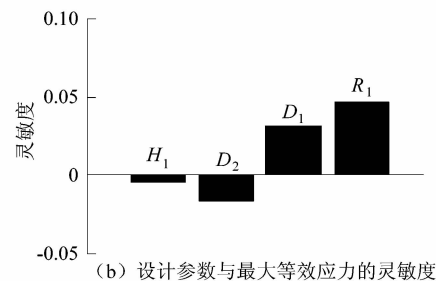
3) 转鼓体总变形大小的主要影响因素是 R_1, D_1 的尺寸变化,总变形量与 D_2, R_1, H_1 成正比例关系,与 D_1 成反比关系。

2.7 设计变量与目标函数的响应面分析

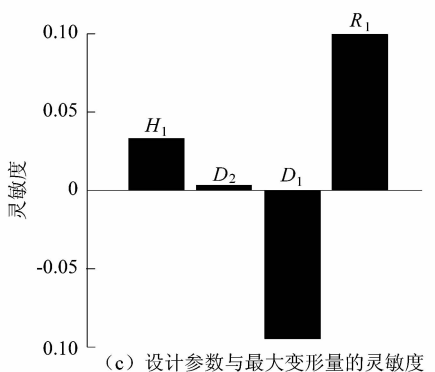
响应面分析是在多因素数量处理试验的分析中,目标函数(因变量)与多个设计参数(自变量)间的曲线或曲面的回归关系^[4-9]。



(a) 设计参数与实体质量的灵敏度



(b) 设计参数与最大等效应力的灵敏度



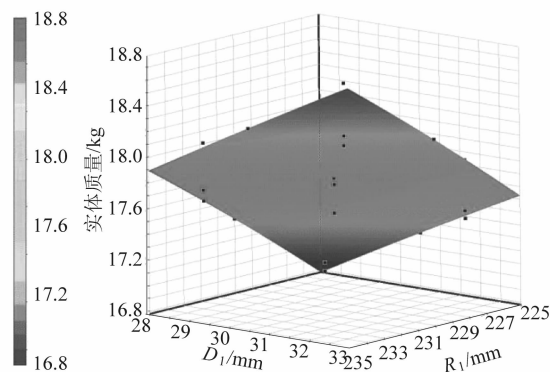
(c) 设计参数与最大变形量的灵敏度

图9 设计变量与目标函数的灵敏度

Figure 9 Sensitivity of design variables and objective function

2.7.1 设计变量 D_1, R_1 与转鼓体质量的分析

如图10所示,在灵敏度分析中 D_1, R_1 对质量影响较大。由响应曲线可知,2个设计参数 D_1, R_1 与转鼓体质量呈正比例线性关系,两者在设计范围内取值时,转鼓体质量最大为18.789 kg,最小为16.781 kg,与质量初始值17.802 kg相比,波动为-1.021~0.987 kg。

图10 设计参数 D_1, R_1 与质量的响应曲面关系Figure 1 Relationship between design parameters D_1, R_1 and quality response surface

2.7.2 设计变量 D_1, R_1 与等效应力的分析

在灵敏度分析中 D_1, R_1 对等效应力影响较大。由响应曲线可知,设计参数 D_1, R_1 与转鼓体质量呈正比例线性关系,两者在设计范围内取值时,转鼓体等效应力最大为 508.17 MPa,最小为 473.56 MPa,与等效应力初始值 491.6 MPa 相比,波动为 $-18.04 \sim 16.57$ MPa 之间。

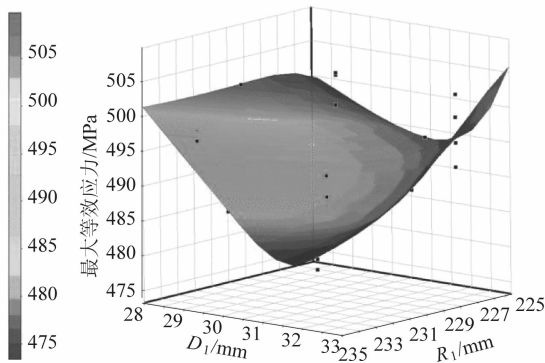


图 11 设计参数 D_1, R_1 与等效应力的响应曲面关系

Figure 11 Relationship between design parameters D_1, R_1 and equivalent stress response surface

3 优化候选设计点及最优方案确定

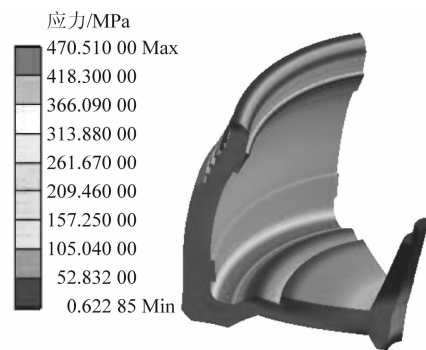
转鼓体多目标驱动优化时在 10 000 个设计样本中,按目标函数的优先级别挑选出最符合要求的 3 个样本^{[3]80},如表 1 所示。设计参数经过系统筛选之后,得到 3 组最好的候选设计点。

综合考虑最大等效应力、质量及最大变形量 3 个目标函数,在确保转鼓体力学性能完全满足工作要求的前提下,使用最少材料。对比 3 组数据,方案 A 属最优解。将最优设计方案 A 插入设计点,更新模型并重新计算,得到优化后新设计点综合结果,表 2 所示为转鼓体参数优化前后的结果对比。

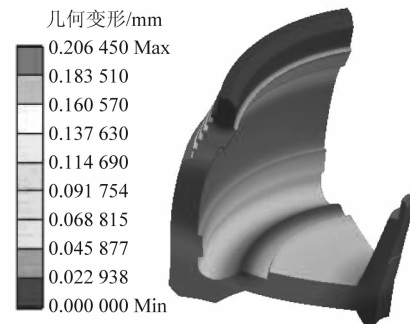
由表 2 可知设计变量参数 R_1 减小 4.18 mm, H_1

减小 3.64 mm, D_1 减小 2.353 mm, D_2 增大 1.518 mm; 最大等效应力减小了 21.09 MPa, 下降百分比为 4.29%, 局部应力降低; 转鼓体总质量减小了 1.042 kg, 下降百分比为 5.85%; 最大变形量也相对减少了 0.001 35 mm, 下降百分比为 0.65%。通过优化前后的 3 项目标函数的变化可看出,基本达到了最大应力降低,用料最少,最大变形量减少的优化目标。通过结构参数优化,强度、刚度都符合安全性能要求,制造成本下降,转鼓体结构得到改善^[9-13]。

转鼓体结构优化之后的等效应力云图与几何变形云图如图 12 所示。



(a) 等效应力云图



(b) 几何变形云图

图 12 优化后的等效应力与几何变形云图

Figure 12 Cloud chart of optimized equivalent stress and geometric deformation

表 1 转鼓体优化候选设计点

Table 1 Drum body optimization candidate design points

候选设计点	H_1/mm	D_1/mm	D_2/mm	R_1/mm	最大等效应力/MPa	质量/kg	最大变形量/mm
A	253.860	28.147	21.518	225.820	470.51	16.760	0.206 46
B	255.060	28.750	21.986	225.440	472.98	16.887	0.204 07
C	256.560	28.051	20.650	225.530	472.11	16.822	0.208 16

表 2 优化前后参数对比

Table 2 Comparison of parameters before and after optimization

	H_1/mm	D_1/mm	D_2/mm	R_1/mm	最大等效应力/MPa	质量/kg	最大变形量/mm
初始值	257.500	230.000	30.500	20.000	491.60	17.802	0.207 81
优化值	253.860	225.820	28.147	21.518	470.51	16.760	0.206 46

4 结语

本文建立了胶乳分离机转鼓体三维有限元模型,得到了转鼓体应力云图和几何变形云图,分析表明在满足强度条件的前提下,还有较大的结构优化空间。

运用 ANSYS Workbench 多目标驱动优化程序,通过对转鼓体设计参数的灵敏度分析、响应面分析和优化筛选,获得了在约束条件下的最优解,优化结果使 R_1, H_1, D_1 分别缩小 4.180, 3.640, 2.353 mm, D_2 增大 1.518 mm;最大等效应力下降了 4.29%,应力不均降低,转鼓体总质量下降了 5.85%,最大变形量下降了 0.65%,实现了转鼓体结构的优化:转鼓体材料耗用减少,总变形下降,综合性能得到了提升,基本达到了优化目标。本文的分析结果及分析方法对胶乳分离机的转鼓改进具有一定参考价值和借鉴意义。

在降低转鼓体结构应力负荷,提高安全性方面,今后尚需在完善关键部位结构、毛坯锻压、热处理工艺以及超应力强化工艺、高强度新材料等技术途径的应用方面做进一步的研究。

参考文献:

- [1] 薛晓宁,李盼.胶乳离心机高速转鼓有限元接触分析[J].机械强度,2014,36(2):233-242.
- [2] 薛晓宁,石凯.胶乳分离机高速转鼓应力研究[J].轻工机械,2015,33(4):1-6.
- [3] 李盼.基于有限元的碟式分离机应力分析与结构优化[D].广东:广东海洋大学,2013:66-82.
- [4] 浦广益.ANSYS Workbench 12 基础教程与实例详解[M].北京:中国水利水电出版社,2010:243-269.
- [5] 王运.基于 ANSYS 的桥式起重机多目标动态优化设计[D].浙江:浙江工业大学,2012:32-42.
- [6] 刘九庆,牛明,商友云.基于 ANSYS 的灭茬刀多目标驱动优化设计[J].沈阳工业大学学报,2014,32(2):182-187.
- [7] 李盼,薛晓宁.基于有限元的锁环静态分析与结构优化[J].机械研究与应用,2013,33(2):6-9.
- [8] ERTAS A H, SONMEZ F O. Design optimization of composite structures for maximum strength using direct simulated annealing [J]. Proceedings of the institution of mechanical engineers part C-journal of mechanical engineering science,2011,25(Sup.1):28-39.
- [9] 杨志儒.碟式分离机的研究与优化设计[D].甘肃:兰州理工大学,2008:17-20.
- [10] 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,1998,8(4):18-24.
- [11] 谭蔚,王泽军,朱企新.有限元方法在离心机转鼓强度分析中的应用[J].化工机械,2002,29(2):103-107.
- [12] 赵强,崔建,昆叶芯.碟式分离机转鼓体应力分析与优化设计[J].机械设计与制造,2007(1):21-23.
- [13] 唐宗红,李建明,陈志.离心机转鼓结构优化设计方法的研究[J].过滤与分离,2015,25(1):14-20.

《造纸科学与技术》征订启事

国内刊号:CN 44-1532/TS 国际刊号:ISSN 1671-4571

《造纸科学与技术》是广东省造纸学会会刊,荣获《中国科技核心期刊》(中国科技论文统计源期刊)收录证书,并编入《中国学术期刊(光盘版)》,获《中国学术期刊(光盘版)》、《中国期刊网》全文收录证书、《中国学术期刊综合评价数据库来源期刊证书》以及《中国知网统计刊源证书》。

《造纸科学与技术》由广东省造纸学会和广东省造纸研究所主办,华南理工大学制浆造纸工程国家重点实验室承办,由联合国教科文组织植物资源化学国际专家委员会委员、华南理工大学博士生导师陈嘉翔教授任主编。

主要内容:刊登制浆造纸科学与工程论文与报告、实践与经验,介绍制浆造纸原理与技术、造纸化学品、分析与检测、制浆造纸生物技术、设备与控制以及生物质精炼的研究进展与技术进步、企业转型升级、清洁生产与环境保护、节能减排与低碳经济,还设立了科普园地。内容丰富,可读性强,是造纸行业中水平较高的期刊之一。

订阅办法:《造纸科学与技术》为双月刊,逢双月底出版,大16开本,全年订费90元(含邮寄费)。订阅者可通过邮局汇款至《造纸科学与技术》编辑部订阅。汇款时请写清楚单位名称、地址、邮编、联系电话及收件人姓名。

订阅地址:广州市华南理工大学制浆造纸工程国家重点实验室《造纸科学与技术》编辑部

邮政编码:510640 联系电话:020-87112854 传真:020-87112854 联系人:赖燕明 Email:gdtappi@vip.163.com

为了方便读者订阅本刊,也可以通过“全国非邮发行报刊联合征订服务部”订阅。

订阅地址:天津市大寺泉集北里别墅17号 全国非邮发行报刊联合征订服务部 邮政编码:300385 电话:022-23962479

开户银行:工商银行天津尖山分理处 帐户:天津市河西区联合征订服务部 帐号:0302060509104619603

请注明订2017年“造纸科学与技术” 编号:9172