带式焙烧机台车车体热力耦合仿真计算

刘曙光[1]，师 伟[1]，王国强[1]，魏国良[1]，温荣耀[2]，王建平[2]，宁江波[2]
（1. 内蒙古包钢钢联股份有限公司，内蒙古 包头 014010；2. 中冶长天国际工程有限责任公司，湖南 长沙 410205）

摘要：为揭示带式焙烧机台车车体在低温－高温－低温循环往复工况下温度场和各种荷载对车体主梁变形和应力的影响规律，本文以国内某钢铁企业带式焙烧机台车车体为研究对象，利用 ANSYS 有限元分析软件，采用直接热力耦合方法，对带式焙烧机台车车体在干燥段、预热段、焙烧段、均热段、一冷段和二冷段工作过程的温度分布进行分析，计算焙烧段台车车体在静力作用和热力耦合作用两种工况条件下的变形和应力，分析不同横梁高度、焙烧温度对台车主梁应力和变形的影响规律。结果表明：焙烧段台车车体的最高温度为 650 ℃，上、下表面最大温差为 140 ℃，上表面为压应力，下表面为拉应力，最大应力位置在主梁中间，为 21.6 MPa，最大垂向变形为 5.37 mm。本文通过仿真计算获得了不同横梁高度、焙烧温度对台车主梁应力和变形的影响关系，可为带式焙烧机台车车体的优化设计提供依据。

关键词：带式焙烧机；台车；有限元法；热力耦合；应力应变
中图分类号：TF321.5；TF046.6 **文献标识码：**A **文章编号：**1000－8764(2024)02－0053－06
doi：10.13403/j.sjqt.2024.02.024

Thermal-mechanical coupling simulation calculation of trolley body of straight grate

LIU Shuguang[1], SHI Wei[1], WANG Guoqiang[1], WEI Guoliang[1], WEN Rongyao[2], WANG Jianping[2], NING Jiangbo[2]
(1. Inner Mongolia Baotou Steel Union Co., Ltd, Baotou 014010, Inner Mongolia, China;
2. Zhongye Changtian International Engineering Co., Ltd., Changsha 410205, Hunan, China)

Abstract: In order to reveal the influence of temperature field and various loads on the deformation and stress of the main beam of the belt roaster trolley body under such cycle as low temperature-high temperature-low temperature, the body of a belt roaster trolley of a domestic iron and steel enterprise is taken as the research object. Both the ANSYS finite element analysis software and the direct thermal-mechanical coupling method are used to analyze the temperature distribution of the trolley body of the belt roaster in the drying section, preheating section, roasting section, soaking section, primary cooling section and secondary cooling section, while the deformation and stress of the trolley body in the roasting section under two working conditions of static action and thermodynamic coupling are calculated, and the influence of different beam height and roasting temperature on the stress and deformation of the trolley main beam is analyzed. The results show that the maximum temperature of the body in the roasting section is 650 ℃, the maximum temperature difference between the upper and lower surfaces is 140 ℃, the upper surface is compressive stress, the lower surface is tensile stress, the maximum stress is located in the middle of the main beam, which is 21.6 MPa, and the maximum vertical deformation is 5.37 mm. The influence relationship between different beam heights and roasting temperature on the stress and deformation of the main

收稿日期： 2023－04－27；**修回日期：** 2023－05－25
基金项目： 长沙市科技重大专项资助项目(kh2301029)
作者简介： 刘曙光(1973—)，男，高级工程师，从事白云鄂博特殊矿烧结、球团配矿及烧结球团新技术、新工艺方面的研究工作。
通信作者： 温荣耀(1987—)，男，高级工程师，从事烧结球团数值模拟方面的研究工作。

beam of the trolley is obtained through simulation calculation, which can provide a basis for the optimal design of the trolley body of the belt roaster.

Key words: straight grate; trolley; finite element method; thermal-mechanical coupling; stress-strain

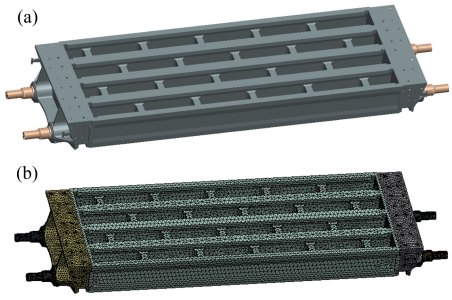
目前铁矿球团生产主要有带式焙烧机和链算机—回转窑两种工艺。综合国内外生产实践，考虑对原料的适应性及大型化、生产自动化、环保等方面，带式焙烧机工艺更有优势[1]。因此，目前国内外新建球团厂更趋向于采用带式焙烧机工艺。带式焙烧机是带式焙烧工艺中的主机设备，也是其关键设备，台车又是带式焙烧机中的核心部件。然而，台车在承载球团进行焙烧过程中承受着球团的重力载荷、高温烟气冲击、化学腐蚀等恶劣环境影响，其对车体材料、铸造工艺、热处理要求非常高。台车制备技术在一定程度上制约了带式焙烧机球团生产技术的发展。国内外对带式焙烧机的研究主要涉及带式焙烧机台车体的密封结构、车体跑偏和布料等。赵宏森[2]对首钢 504 m^2 带式焙烧机台车跑偏进行了检测和调整，发现台车两侧温度差异导致焙烧机两侧台车累计膨胀量相差 14.7 mm；并通过优化热工操作，调整结构最终解决了焙烧机台车的跑偏问题。任伟等[3]研究了带式焙烧机布料筛分系统离散元仿真，采用离散元模型模拟了布料筛分系统的布料和筛分性能，分析了布料筛分系统的工艺参数对布料均匀性和粒度分布的影响。

由于带式焙烧机炉罩、台车、风箱等结构直接接触高温气流或料流，而台车作为物料载体，在运行过程中需承受机械负荷与热负荷的耦合作用，其在低温－高温－低温中的循环往复运动中会产生复杂应力和应变，因此对台车体结构进行热结构耦合分析计算具备现实意义。本文以国内某钢铁企业带式焙烧机台车车体为研究对象，利用 ANSYS 有限元分析软件，采用直接热力耦合方法，研究带焙台车车体在不同工艺段的温度分布，并计算焙烧段台车车体在静力作用和热力耦合作用两种工况条件下的变形和应力，最终得到不同横梁高度、焙烧温度对台车主梁应力和变形的影响规律。

1 模型建立

1.1 物理模型

带式焙烧机为炉罩覆盖的一个密封体，包括驱动系统、布料系统、密封系统、卸料系统、骨架、风箱、台车等组成部分。其沿运行方向分为 6 个工艺段：干燥段、预热段、焙烧段、均热段、一冷段和二冷段，这些工艺段之间利用管道、风机、阀门等组成为一个气体循环体系。台车是焙烧机的重要组成部分，它包括车体、算条、栏板、行走车轮和卡轮等结构。本文选定的物理模型为某钢铁厂 4 m 宽的台车体，其三维模型如图 1 所示。由于数值模拟计算时模型的网格质量对计算的可靠性和收敛时间有直接影响，根据模型特点，对台车体结构采用分块网格划分，并对关键局部结构进行加密(在换热活动较强的区域进行一定的网格加密)，而其余区域则使用相对稀疏的网格尺寸。ANSYS 提供的 Solid95 单元能够较好地逼近结构的曲面边界，且其高次插值函数可更高精度地逼近复杂场函数，特别适应结构形状不规则、应力分布或变形复杂的情形。因此本文选取该组件进行仿真计算。带式焙烧机台车体及其网格模型如图 2 所示。



(a) 物理模型；(b) 有限元模型

图 1 带式焙烧机台车体物理模型和有限元模型

Fig. 1 Physical model and finite element model of pallet car of indurating machine

1.2 数学模型

球团焙烧时，台车下方风箱不断抽风或鼓风，使得穿越料层的气流与焙烧球团反应生成烟气，该烟气则经过台车流入烟道。在这个过程中烟气通过对流的方式将热量传递到台车体主梁，与此同时，台车上方的高温物料也由算条经热传导的

方式传递热量给主梁，这就使得梁的温度不断升高，并在焙烧段达到最高。由于实际传热过程非常复杂，在此假设材料的物理性质为各向同性。

焙烧球团和台车体上的算条相互接触，而台车算条表面存在一定的不平，并且球团形状也相对不规则，因此在台车体算条和球团矿中间会有一层厚度不一的微薄气膜，因为这层气膜的导热性相比球团矿的导热性要好很多，因此球团矿和台车算板之间总的导热情况主要取决于这层气膜。其计算方法如下[4-9]。

$$L_g\left(\frac{1}{r}-1\right)=0.6-\left(\frac{1\ 000/T_g+1)}{2.8}\right) \tag{1}$$

$$\sigma=\frac{4-2r}{r}\sqrt{\frac{2\pi T_g}{M}}\frac{\lambda}{P\left(2C-\frac{R}{M}\right)} \tag{2}$$

$$h_1=\frac{2\lambda}{R_p}\left[\left(\frac{\sigma}{R_p}+1\right)L_n\left(\frac{R_p}{\delta}+1\right)-1\right] \tag{3}$$

式中：L_g 为气膜长度，m；T_g 为气相温度；r 为计算气膜导热引入的调节系数；M 为气体分子质量，kg/mol；λ 为气体导热系数，W/(m·K)；P 为压力，Pa；C 为气体的比热容，J/(kg·K)；R 为热力学常数；h_1 为球团矿与台车算条间的气膜接触传热系数，W/(m^2·K)；R_p 为球团矿平均粒径，m；L_n 为球团直径，m；δ 为气膜厚度，m。

空气与台车体之间的传热方式为对流传热，其对流传热系数计算方法如下[10]。

$$h_2=0.064\lambda Re^{1/2}Pr^{1/3}/L \tag{4}$$

式中：h_2 为空气与台车体直接的对流换热系数，W/(m·K)；L 为台车体宽度，m；Re 和 Pr 分别为雷诺数和普朗特数。

当物体温度发生变化时，因为物体存在约束使得其无法自由伸缩从而产生热应力。参照热弹性理论，由温度差 ΔT 产生的膨胀变形为 $\alpha\Delta T$（α 为热膨胀系数），如果变形被约束无法自由伸缩，则产生的热应力[11]计算方法如下。

$$\sigma=E\alpha\Delta T \tag{5}$$

式中：σ 为应力矢量，Pa；E 为弹性模量，Pa；α 为热膨胀系数，$℃^{-1}$。

1.3　边界条件

在整个焙烧过程中，台车要循环经过装料、干燥、预热、焙烧、均热、冷却及卸料等过程，除承受自重、料重和抽风负压等静力载荷外，还有高温－低温－低温循环往复温度荷载。台车体的其它静力载荷：车轮(4 个)装配受力为 2 270 N；弹簧压力(两处)受力为750 N；焙烧段负压为 −4.5 kPa。

由于台车在 X 和 Y 方向均为对称结构且可自由变形，台车仅在 4 个车轮 Z 反方向受约束。为方便分析计算，可假设 4 个车轮支点的几何中心为固定约束如图 2 所示。

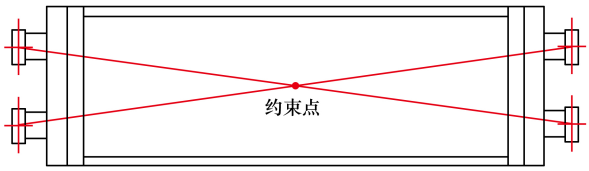


图 2　几何约束点示意

Fig. 2　Geometric constraints sketch map

根据实测，车轮轴两侧温度为 80 ℃，干燥段、预热段、焙烧段、均热段、一冷段和二冷段主梁上表面的温度分别为 280、450、650、580、460、340 ℃。高温合金钢材料采用 WC6 改进型，其密度为 7 800 kg/m^3、热导率为 54 W/(m·℃)、比热容为 500 J/(kg·℃)。该高温合金钢材料的物性参数如表 1 所示。

表 1　高温合金钢物性参数

Table 1　Physical parameter of high temperature alloys

温度/℃	热膨胀系数/(10^{-5}℃$^{-1}$)	泊松比	弹性模量/(10^{11} Pa)
20	0.98	0.30	2.08
100	1.04	0.29	2.06
200	1.12	0.29	2.00
300	1.20	0.28	1.93
400	1.26	0.28	1.83
500	1.30	0.27	1.62
600	1.38	0.27	1.52

2　仿真结果与讨论

2.1　温度场分析

在对流换热和热传导作用下，焙烧段台车体温度分布如图 3 所示。由图 3 可见，车体两侧及车轴温度较低，为 80 ℃左右。主梁温度由上往下递减，最大温差为 140 ℃。主梁两侧温度较低，向中间过渡并逐渐升高，该过渡区间约占台车宽度的 20%，其它宽度方向温度变化不大。干燥段、

预热段、焙烧段、均热段、一冷段和二冷段主梁上表面、中点及下表面最高温度统计曲线如图 4 所示。由图 4 可知：高温段主要为焙烧段和均热段，最高温度分别为 650 ℃和 580 ℃，且上下表面的最大温差分别为 140 ℃和 110 ℃。

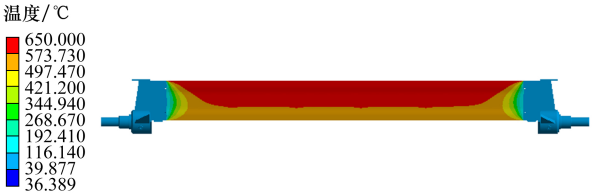
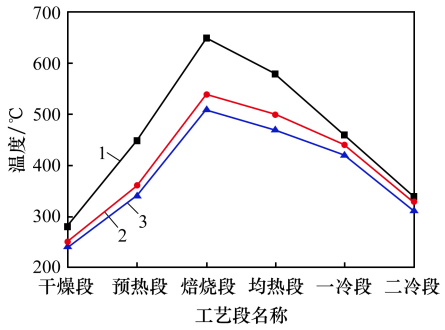


图 3 焙烧段台车体温度场分布

Fig. 3 Temperature nephogram of baking section pallet car



1—主梁上表面；2—主梁中点；3—主梁下表面。

图 4 各工艺段带式焙烧机台车体的温度曲线

Fig. 4 Temperature curve of each process section pallet car of indurating machine

2.2 应力、应变分析

在台车自重、料重和焙烧段负压作用下，车体变形如图 5 所示。由图 5 可知，台车产生向下的最大变形为 1.25 mm，位置在主梁中间。取工况最恶劣的焙烧段台车进行热力耦合分析，车体热变形如图 6 所示，垂直方向线性变形如图 7 所示。由图 6、7 可见：在焙烧段热力耦合作用下，由于热膨胀，台车车体往两侧的位移约为8 mm，



图 5 车体在台车自重、料重和焙烧段负压作用下的变形

Fig. 5 Displacement nephogram of pallet car under the action of dead-weight、material-weight and negative pressure



图 6 焙烧段车体热力耦合变形

Fig. 6 Thermal-mechanical coupling displacement nephogram of baking section pallet car

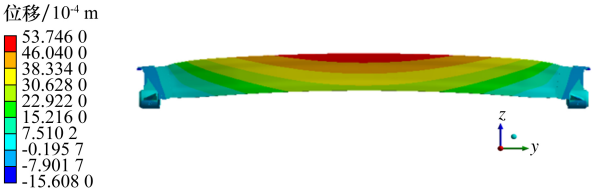


图 7 焙烧段车体热力耦合垂直方向线性变形

Fig. 7 Thermal-mechanical coupling vertical linear displacement nephogram of baking section pallet car

其最大变形为 14.98 mm，位置在两侧拦板处；垂直方向的最大线性变形为 5.37 mm，方向向上，位置在主梁中间。

在台车自重、料重和焙烧段负压作用下，车体等效应力如图 8 所示。由图 8 可见：最大车体应力为 10.42 MPa，位置在台车梁的中间。热力耦合工况时，焙烧段车体等效应力如图 9 所示。由图 9 可见：车体最大应力为 21.60 MPa，位置在台车梁的中间。

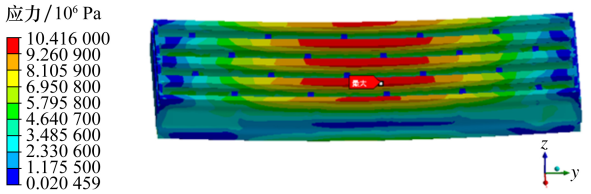


图 8 车体在台车自重、料重和焙烧段负压作用下的应力

Fig. 8 Stress nephogram of pallet car under the action of dead-weight、material-weight and negative pressure

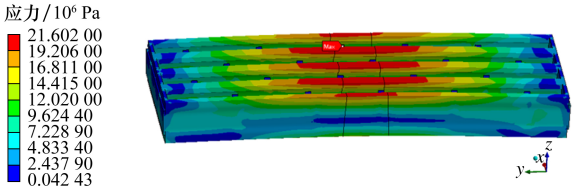


图 9 焙烧段台车体热力耦合等效应力云图

Fig. 9 Thermal-mechanical coupling stress nephogram of the baking section pallet car

对台车梁中间位置进行剖切，车体在台车自重、料重和焙烧段负压作用下 Y 方向的法向应力分布如图 10 所示，热力耦合工况法向应力分布如图 11 所示。由图 10 可见：在车体自重、料重和焙烧段负压作用下，台车梁的上表面均为压应力，最大应力为 10.64 MPa；台车梁的下表面均为拉应力，最大应力为 10.66 MPa；上表面和下表面的法向应力均较为均匀。由图 11 可见：在热力耦合工况，台车梁的上表面主要为压应力，最大压应力为 21.59 MPa；台车梁下表面主要为拉应力，最大拉应力为 21.57 MPa；上表面中间的压应力大，两侧的压应力小。下表面中间的拉应力小，两侧的拉应力大。

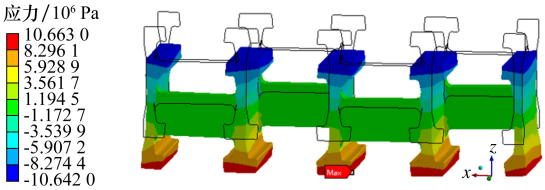


图 10　车体在台车自重、料重和焙烧段负压作用下的法向应力分布

Fig. 10　Normal stress nephogram of pallet car under the action of dead-weight、material-weight and negative pressure

分析不同主梁高度对台车车体最大应力影响，结果如图 12(a)所示。由图 12(a)可见：随着台车梁高的增加，台车车体最大应力逐步降低，当梁高从 0.385 m 增大到 0.445 m 时，车体应力的减小趋势减缓；当梁高从 0.445 m 增大到 0.465 m 时，车体应力的减小趋势又增大。对比焙烧段不同最高温度对台车车体最大应力影响，结果如图12(b)所示。由图12(b)可见，随着焙烧温度增加，台车车体最大应力逐步增大，且最大应力的增大趋势同步增大。对比焙烧段不同最高温度对台车车体最大变形的影响，结果如图 12(c)所示。由图 12(c)可见，随着焙烧温度的增加，台车车体的最大变形逐步增大，且最大变形的增大趋势同步增大。

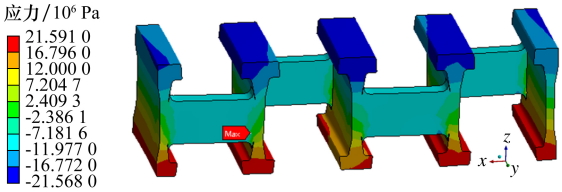


图 11　热力耦合带焙台车车体法向应力分布

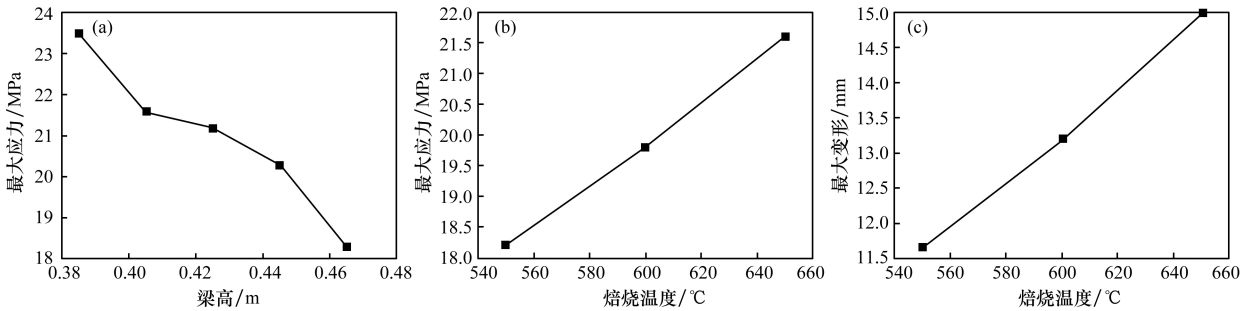
Fig. 11　Thermal-mechanical coupling normal stress nephogram of the baking section pallet car

3　结　论

（1）基于 ANSYS 软件，以 4 m 宽带式焙烧机台车为研究对象，通过热力耦合方法，获得带焙台车车体在低温－高温－低温循环往复中应力应变场的分布，应力最大的位置在主梁中间，上表面为压应力，下表面为拉应力，最大应力为21.60 MPa。

（2）基于部分实测温度数据，结合仿真模型，获得各工艺段带焙台车车体的三维温度场分布，台车车体两侧向中间温度逐渐升高趋稳，台车车体由下往上温度逐步升高，上下表面的最大温差为 140 ℃。

（3）分析了带焙台车车体在低温－高温－低温循环往复中应力应变场的分布，得到了不同台车车体梁高和台车车体最大应力、不同焙烧温度和台车车体最大应力、不同焙烧温度对台车车体最大变形的影响关系，为台车体优化设计提供依据。



（a）梁高与车体最大应力；（b）焙烧温度与车体最大应力；（c）焙烧温度与车体最大变形

图 12　台车最大应力、最大变形与梁高、焙烧温度的关系

Fig. 12　Relationship between maximum stress and deformation of trolley and beam height and baking temperature

参考文献:

[1] 彭志强,糜晓萍,陈建华. 烧结矿与球团矿生产[M]. 北京:冶金工业出版社,2016.
PENG Zhiqiang, MI Xiaoping, CHEN Jianhua. Sinter and pellet production [M]. Beijing: Metallurgical industry press, 2016.

[2] 赵宏森. 首钢 504 m^2 带式焙烧机台车跑偏检测与调整[J]. 烧结球团,2013,38(2):43 - 48.
ZHAO Hongsen. Measuring and adjusting the meandering of pallet of Shougang 504 m^2 straight grate[J]. Sintering and Pelletizing, 2013, 38(2): 43 - 48.

[3] 任伟,陈子罗,韩基详. 带式焙烧机布料筛分系统离散元仿真研究[J]. 烧结球团,2019,44(6):22 - 27.
REN Wei, CHEN Ziluo, HAN Jixiang. Research on segregation and screening of traveling grate machine[J]. Sintering and Pelletizing, 2019, 44(6): 22 - 27.

[4] 李维特,黄保海,毕仲波. 热应力理论分析及应用[M]. 北京:中国电力出版社,2004.
LI Weite, HUANG Baohai, BI Zhongbo. Analysis and application of thermal stress theory[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2004.

[5] 辛文彤,李志尊,胡仁喜,等. ANSYS13.0 热力学有限元分析[M]. 北京:机械工业出版社,2011.
XIN Wentong, LI Zhizun, HU Renxi, et al. ANSYS13.0 thermodynamic finite element analysis[M]. Beijing: China Machine Press, 2011.

[6] 张家元,李子碟,赵玮忠,等. 环冷机台车热结构耦合分析[J]. 昆明理工大学学报(自然科学版),2017,42(3):60 - 65.
ZHANG Jiayuan, LI Zidie, ZHAO Weizhong, et al. Thermal-structural coupling analysis of circular cooler trolley[J]. Journal of Kunming University of Science and Technology(Natural Science), 2017, 42(3): 60 - 65.

[7] 丁雪兴,吴昊,严如奇,等. 基于 ANSYS 的机械密封热力结构耦合变形计算及分析[J]. 兰州理工大学学报,2014,40(5):41 - 45.
DING Xuexing, WU Hao, YAN Ruqi, et al. Analysis and calculations of thermal stressing coupled deformation of mechanical seal based on ANSYS[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2014, 40(5): 41 - 45.

[8] 王福军. 计算流体动力学分析:CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004.
WANG Fujun. CFD software principles and applications [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.

[9] 韩占忠,王敬,兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用[M]. 北京:北京理工大学出版社,2004.
HAN Zhanzhong, WANG Jing, LAN Xiaoping. FLUENT fluid engineering simulation calculation examples and applications[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2004.

[10] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001.
TAO Wenquan. Numerical heat transfer [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2001.

[11] 弗兰克·P·英克鲁佩勒,大卫·P·德维特,狄奥多尔·L·伯格曼,等. 传热和传质基本原理[M]. 葛新石,叶宏,译. 北京:化学工业出版社,2007.
INCROPERA F P, DEWITT D P, BERGMAN T L, et al. Fundamentals of heat and mass transfer[M]. GE Xinshi, YE Hong, Translating. Beijing: Chemical Industry Press, 2007.

(上接第 52 页)

HOU Jing, WU Enhui, LI Jun, et al. Study on rupture performance of green pellets of V-Ti-bearing iron ore concentrate[J]. Sintering and Pelletizing, 2014, 39(1): 25 - 27;31.

[17] 侯静,吴恩辉,李军,等. 微细粒级钛精矿生球团爆裂性能研究[J]. 烧结球团,2020,45(1):40 - 42;66.
HOU Jing, WU Enhui, LI Jun, et al. Study on bursting performance of fine-grained titanium concentrate pellets [J]. Sintering and Pelletizing, 2020, 45(1): 40 - 42;66.

[18] 孙志立,杜建学. 电热法制磷[M]. 北京:冶金工业出版社,2010.
SUN Zhili, DU Jianxue. Phosphorus by electrothermal process[M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 2010.