

轮胎模具上盖的力学性能分析

胡海明,王沙沙

(青岛科技大学 机电工程学院,山东 青岛 266061)

摘要:通过对硫化时的轮胎模具上盖进行受力分析,并根据弹塑性力学薄板计算理论,建立上盖受力简化力学模型。利用有限元模拟分析不同结构形式对轮胎模具1188壳体上盖应力和应变的影响。结果表明:增大上盖闭滑板面积可使上盖应力和应变减小;当上盖及上侧板为整体式结构且均采用Q235钢时,上盖的应力小于Q235钢的许用应力,变形量均小于0.05 mm,满足设计要求;上盖与上侧板整体式结构的上盖应力和变形量较小。

关键词:轮胎模具;上盖;力学性能;有限元分析

中图分类号: TG76; TQ336.1

文献标志码: A

文章编号: 1000-890X(2019)02-0146-05

DOI: 10.12136/j.issn.1000-890X.2019.02.0146

轮胎模具上盖与硫化机水缸连接,开模时水缸压住上盖不动,硫化机热板向上提起,通过中套与弓形座之间的导向条作用,花纹块沿上盖T形块槽产生径向并向外的移动。闭模时,在中套滑板的作用下,花纹块沿上盖T形块槽产生径向并向内移动,完成模具的闭合。

在硫化过程中,上盖同时承受高温与合模力的作用,因此上盖在实际使用过程中会发生材料塑性消耗、强度累计损伤的现象,其损伤结果会对轮胎模具的合模精度产生直接影响,进而影响轮胎的硫化质量和精度^[1]。

本工作通过对硫化时的轮胎模具上盖进行受力分析,并根据弹塑性力学薄板计算理论,建立上盖受力简化力学模型,利用有限元模拟分析不同结构形式对轮胎模具1188壳体上盖应力和应变的影响。

1 上盖受力分析

1.1 受力模型

轮胎硫化过程中,模具上盖主要受到硫化机合模力、成型胶囊压力以及弓形座反力的作用^[2],其模型如图1所示。

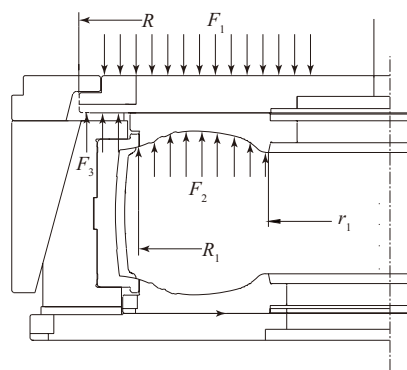


图1 上盖受力模型

$$F_2 = P_1 A_2 = P_1 \pi (R_1^2 - r_1^2)$$

$$F_3 = \frac{F_1 - F_2}{2n} = \frac{F_1 - P_1 A_2}{2n} = \frac{F_1 - P_1 \pi (R_1^2 - r_1^2)}{2n}$$

式中, F_1 为硫化机合模力,kN; F_2 为成型胶囊压力,kN; F_3 为弓形座反力,kN; A_2 为下表面与上侧板接触处面积, m^2 ; P_1 为胶囊内过热水压力,MPa; R_1 为上侧板与花纹块接触处半径,mm; r_1 为上侧板与上钢圈接触处半径,mm; n 为弓形座个数。

1.2 简化力学模型

根据弹塑性力学薄板定义概念,当板材厚度为其直径的1/8~1/5,且挠度小于厚度的1/5时,在横向载荷作用下,板材主要产生弯曲变形。根据薄板的外载荷和几何特征,抽象建立薄板弯曲的简化力学模型,经计算常规设计的上盖外径与内径比值均大于5,因此可将小挠度均布载荷圆形板简化为小挠度均布载荷简支圆形薄板^[3]。圆形

作者简介:胡海明(1964—),男,山东临沂人,青岛科技大学教授,博士,主要从事模具CAD的教学与科研工作。

E-mail: huhm64@163.com

薄板(上盖)模型受力分析示意如图2所示。

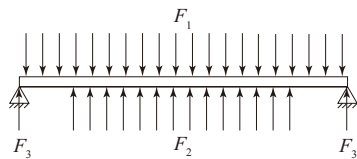


图2 圆形薄板(上盖)模型受力分析示意

2 上盖力学性能分析

2.1 模型建立

在UG软件中建立精确的上盖三维几何模型^[2]。以轮胎模具1188壳体[适用于1 612.9 mm (63.5英寸)热板式硫化机, F_1 为4 220 kN^[4]上盖为模拟对象,其上盖的最大半径为623 mm,内径为70 mm,厚度为70 mm, $n=9$ 。

2.2 应力分析

对上盖与弓形座接触的上盖闭滑板面积处做固定约束。上盖与硫化机法兰盘通过12个M24的螺栓连接,因此对该12个螺栓孔进行全约束。在模型的上表面与上热板接触面处、下表面与上侧板接触面处均施加均布荷载。

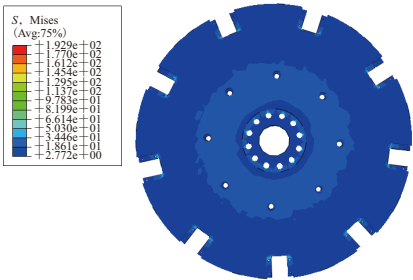
利用ABAQUS软件对模型进行顺序热力耦合分析,设置分析步骤时先采用稳态热分析求解模型的温度场,再选用热力耦合分析求解模型的应力和应变分布。设置好相应参数后,对上盖进行网格划分,设定全局种子尺寸为20。为保证计算精度,做细化网格处理,在上盖开滑板处以及细小的孔设定局部种子尺寸为8。模型参数设置完毕后采用ABAQUS软件直接求解法进行求解。模型参数如表1所示。

表1 模型参数

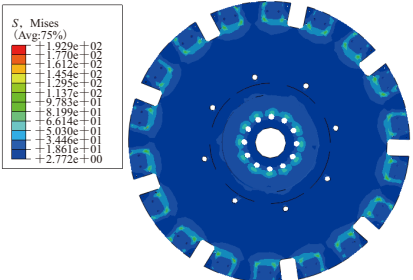
参数	数值	参数	数值
上盖材料	45锻钢	F_1 /kN	4 220
弹性模量/MPa	210 000	F_2 /kN	1 922
泊松比	0.31	F_3 /kN	127.666
模型厚度/mm	70	上盖与上热板接	
密度/(t·mm ⁻³)	7.85×10^{-9}	触面温度/℃	150
线性膨胀因数		上盖与上侧板接	
(20~200 ℃)	1.232×10^{-5}	触面温度/℃	150
屈服极限/MPa	355	上盖与弓形座接	
安全因数	1.26	触面温度/℃	158
许用应力/MPa	281	加热时间/s	3 300

在ABAQUS软件中创建job,提交作业得到应力和变形量云图,结果如图3所示。

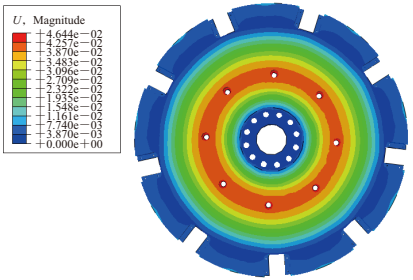
从图3可以看出:最大应力主要分布在上盖与弓形座接触的上盖闭滑板接触处,其值为192.9 MPa;最小应力分布在装配上盖与上侧板定位时



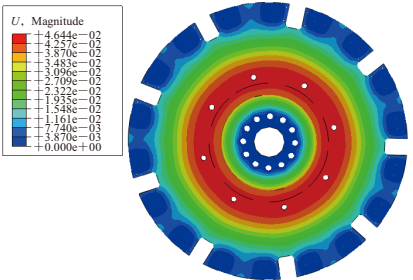
(a) 上表面应力



(b) 下表面应力



(c) 上表面变形量



(d) 下表面变形量

图3 上盖原结构模型模拟结果云图

的定位台部分,其值为2.772 MPa;最大变形发生在上盖与上侧板连接的孔周围,变形量为0.046 44 mm,这说明最大变形量小于上盖平面度设计要求(0.05 mm),最大应力小于45锻钢设计许用应力(281 MPa)。弓形座块数 $n=10$ 时,上盖的最大应力和变形量分别为181.2 MPa和0.043 43 mm,与 $n=9$ 相比,上盖的应力减小了6.07%,变形量减小了6.48%。

当上盖材料采用Q235钢时,上盖的最大应力和变形量分别为197.2 MPa和0.049 09 mm。上盖最大应力小于Q235钢的屈服极限(235 MPa),最大变形量小于上盖平面度设计要求。弓形座块数 $n=10$ 时,上盖的最大应力和变形量分别为180.5 MPa和0.045 93 mm,与 $n=9$ 相比,上盖的应力减小了8.47%,变形量减小了6.44%。

3 不同结构形式对上盖力学性能的影响

3.1 上盖闭滑板结构

上盖闭滑板通过螺栓固定安装在上盖背面,其常规设计形状为矩形、梯形^[5],但与弓形座的上表面不完全吻合。改变上盖闭滑板结构形式,使其完全与弓形座上表面吻合,其设计形状应为扇形^[6],面积比原形状增大约57.8%,上盖结构模拟结果如图4所示。

从图4可以看出:上盖最大应力由192.9 MPa减小到141.0 MPa,减小了26.9%;最大变形量由原来0.046 44 mm减小到0.041 55 mm,减小了10.5%。弓形座块数 $n=10$ 时,上盖的最大应力和变形量分别为139.3 MPa和0.039 59 mm,与 $n=9$ 相比,上盖的应力减小了1.21%,变形量减小了4.72%。

当上盖材料采用Q235钢时,模型的最大应力和变形量分别为138.8 MPa和0.043 77 mm,最大应力小于Q235钢的设计许用应力(186.5 MPa),最大变形量小于上盖平面度的设计要求。因此,上盖闭滑板结构对上盖的力学性能和上盖材料的选取有重要影响。弓形座块数 $n=10$ 时,上盖的最大应力和变形量分别为138.2 MPa和0.042 80 mm,与 $n=9$ 相比,上盖的应力减小了0.43%,变形量减小了2.21%。

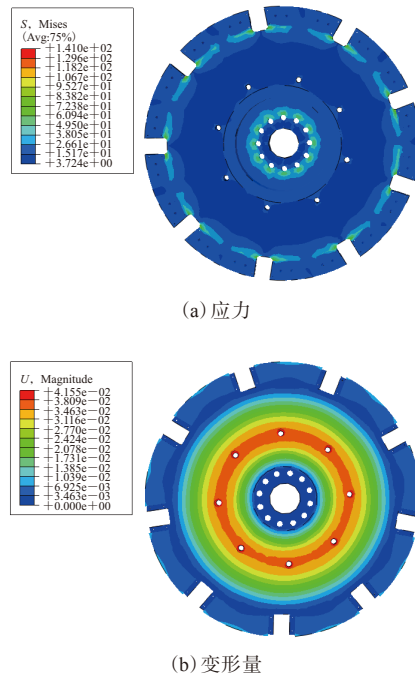


图4 上盖闭滑板改进后的结构模拟结果云图

3.2 上侧板结构

3.2.1 通过螺栓连接的上盖与上侧板结构

上侧板型腔厚度为35 mm,采用45锻钢。通过螺栓连接的上盖与上侧板结构的模拟结果如图5所示。

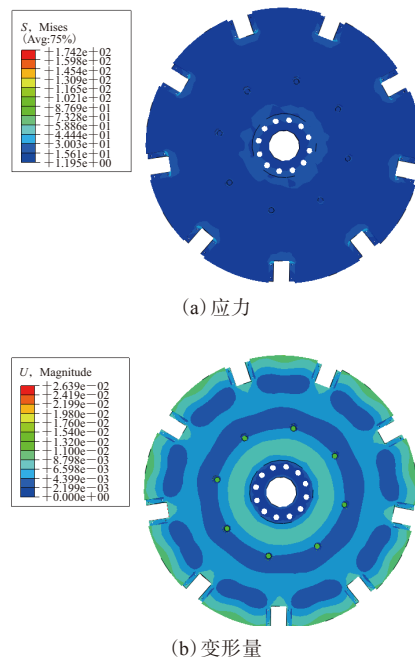


图5 通过螺栓连接的上盖与上侧板结构模拟结果云图

从图5可以看出:最大应力主要分布在上盖与弓形座接触的上盖闭滑板处,其值为174.2 MPa;最小应力分布在装配上盖与上侧板定位时的定位台部分,其值为1.195 MPa;上盖最大变形发生在与上侧板连接的孔周围,变形量为0.014 50 mm;上侧板最大变形量为0.026 39 mm。通过螺栓连接的上盖与上侧板结构与只有上盖的结构进行有限元分析计算的结果相比,上盖应力减小了9.69%,最大变形量减小了68.78%。弓形座块数 $n=10$ 时,上盖的最大应力和变形量分别为141.6 MPa和0.013 09 mm,与 $n=9$ 相比应力减小了18.7%,变形量减小了9.72%。

当上盖与上侧板材料采用Q235钢时,螺栓连接的上盖与上侧板结构模型中,上盖的最大应力和变形量分别为175.2 MPa和0.015 30 mm,与45锻钢上盖相比,最大应力增大了0.574%,最大变形量增大了5.52%。弓形座块数 $n=10$ 时,上盖的最大应力和变形量分别为145.2 MPa和0.013 26 mm,与 $n=9$ 相比,上盖的应力减小了17.12%,变形量减小了13.3%。

3.2.2 整体式上盖与上侧板结构

整体式上盖与上侧板结构的模拟结果如图6所示。

从图6可以看出:最大应力主要分布在上盖与弓形座接触的上盖闭滑板处,其值为148.4 MPa;上盖最大变形发生在与上侧板连接的孔周围,变形量为0.012 01 mm;上侧板最大变形量为0.013 10 mm,符合设计要求。与通过螺栓连接的上盖与上侧板结构相比,整体式上盖上侧板结构的上盖最大应力减小了14.8%,最大变形量减小了17.17%。因此,采用整体式上盖上侧板结构的轮胎模具性能较优。弓形座块数 $n=10$ 时,上盖的最大应力和变形量分别为128.6 MPa和0.011 08 mm,与 $n=9$ 相比,上盖的应力减小了13.48%,变形量减小了7.74%。

当上盖与上侧板材料采用Q235钢时,整体式上盖与上侧板结构的上盖最大应力和变形量分别为140.3 MPa和0.012 19 mm,与45锻钢上盖相比,最大应力减小了5.46%,最大变形量增大了1.50%。弓形座块数 $n=10$ 时,上盖的最大应力和变形量分

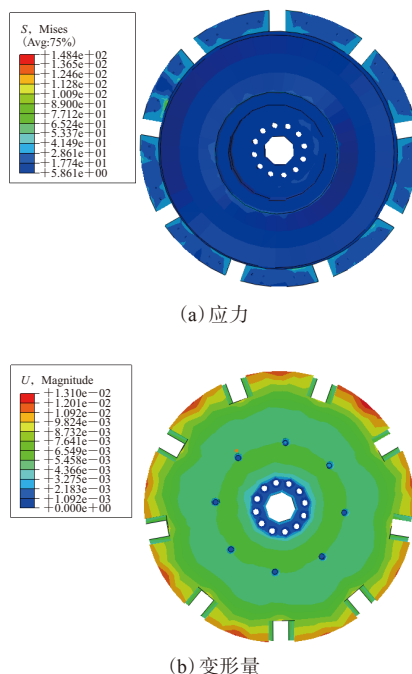


图6 整体式上盖与上侧板结构模拟结果云图

别为128.6 MPa和0.011 32 mm,与 $n=9$ 相比应力减小了8.34%,变形量减小了7.14%。

4 结论

(1) 增大上盖闭滑板面积可使上盖应力和应变减小。上盖闭滑板结构改为与弓形座上表面完全吻合的形式,其面积增大57.8%。当上盖采用45锻钢时,应力减小26.9%,变形量减小10.5%;当上盖采用Q235钢时,应力减小29.61%,变形量减小10.84%。

(2) 不同弓形座块数影响上盖力学性能,与弓形座块数 $n=9$ 时的上盖相比, $n=10$ 时的上盖应力和变形量均减小。

(3) 当上盖及上侧板为整体结构且采用Q235钢时,上盖的应力均小于Q235钢的许用应力,变形量均小于0.05 mm,满足设计要求。

(4) 不同上侧板与上盖的装配形式直接影响上盖的力学性能。上盖与上侧板整体式结构的上盖应力和变形量较小。因此,模具设计中采用上盖与上侧板整体式结构,在满足强度要求的条件下可减小上盖与上侧板的总体厚度,达到节省模具材料的目的。

参考文献:

- [1] 宁新华. 轮胎模具表面质量影响因素分析[J]. 轮胎工业, 2016, 36(1): 58-60.
- [2] 刘鸿文. 材料力学(I) (第4版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.
- [3] 徐芝纶. 弹性力学简明教程[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [4] 吕柏源. 橡胶工业手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2014: 1009-1095.
- [5] 张惠敏, 唐跃. 数值模拟方法在橡胶冷流道设计中的应用研究[J]. 橡胶工业, 2016, 63(6): 361-364.
- [6] 胡海明, 王科, 王云见. 轮胎模具耐磨板磨损分析[J]. 橡胶工业, 2015, 62(7): 432-435.

收稿日期: 2018-08-16

Analysis of Mechanical Properties of Top Cover of Tire Mold

HU Haiming, WANG Shasha

(Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: Based on the stress analysis of the top cover of the tire mold under curing conditions and according to the elastic-plastic mechanics theory of thin plate, the simplified mechanical model of top cover was established. The effect of different structural forms on the stress and strain of the top cover of tire mold 1188 shell was analyzed by finite element simulation. The results showed that, increasing the area of top cover slide could reduce the stress and strain of top cover. When the top cover and the top side plate were integrated and both were made of Q235 steel, the stress of top cover was less than the allowable stress of Q235 steel, and the deformation was less than 0.05 mm, which met the design requirements. The stress and deformation of top cover with an integral structure of top cover and top side plate were smaller.

Key words: tire mold; top cover; mechanical property; finite element analysis

• 国内外动态 •

瓦克在全球扩大硅橡胶产能 瓦克集团近日宣布将投资1亿欧元在全球扩大硅橡胶产能。瓦克计划通过扩建多个生产基地, 在2021年前将特种硅橡胶年产能提高4万t, 以更好地满足全球汽车制造、电子及医疗技术等产业对硅橡胶日益强劲的需求。

硅橡胶是目前极受工业界青睐的高性能材料之一。有机硅性能优异, 可以用来实现创新型产品解决方案, 以其独一无二的整体性能成为汽车制造、医疗及电子技术等众多关键产业不可或缺的材料。瓦克有机硅业务部门总裁Robert Gnann指出: “在混合动力汽车、电动车、数字化以及风能 and 太阳能等分散式替代性发电等发展趋势的推动下, 我们实现了超出平均水平的增长率。未来我们将进一步扩充产品组合中的特种产品。”

据了解, 瓦克将通过扩建上游和最终生产阶段的产能, 明显改善硅橡胶产品的供应和客户服务。2018年4月, 瓦克在韩国镇川的有机硅密封剂及导热有机硅混合物生产基地投入运营; 瓦克与

迈储阿克公司在印度Amtala合资经营的有机硅生产基地也已开始生产室温固化有机硅弹性体和液体硅橡胶。

瓦克计划2019年在德国的博格豪森、美国密西根州的阿德里安和中国的张家港等基地扩大液体硅橡胶、高温及室温固化硅橡胶、导热有机硅混合物的产能。瓦克正在考虑和研究在美国田纳西查尔斯顿生产基地建造固体有机硅生产线。

(摘自《中国化工报》, 2018-12-27)

一种氟橡胶O形密封圈的制造方法及设备

由安徽汉采密封件科技有限公司申请的专利(公开号 CN 107244022A, 公开日期 2017-10-13)

“一种氟橡胶O形密封圈的制造方法及设备”, 涉及的密封圈原材料包括全氟醚橡胶、白炭黑、硬脂酸锌、硼酸锌、十三氟辛基三乙氧基硅烷、N,N-二甲基乙酰胺、氯甲基正戊酯、锡类偶联剂和铝粉。该发明生产密封圈的设备结构简单有效、操作方便快捷, 且制得的产品使用效果好。

(本刊编辑部 赵 敏)