

机械式双模轮胎定型硫化机横梁挠度分析

黄书伟

(中化(福建)橡塑机械有限公司, 福建 三明 365000)

摘要: 本研究聚焦于 63.5 " 机械式双模轮胎定型硫化机横梁的挠度问题。运用理论计算、有限元分析以及实验方法, 对横梁挠度的对比结果展开深入探讨; 同时, 针对两个理论公式之间存在的差异进行分析, 并归纳总结影响横梁挠度的相关因素。结果表明: 理论计算挠度值最大, 横梁挠度的实验数据与有限元结果误差小, 使用本文中有限元模型能够经济准确的得到横梁挠度。

关键词: 硫化机; 横梁; 挠度; 有限元分析; 实验; 理论

中图分类号: TQ330.47

文献标识码: B

文章编号: 1009-797X(2025)11-0067-05

DOI: 10.13520/j.cnki.rpte.2025.11.015

轮胎的生产需要经过密炼、挤出、成型、硫化等工序, 轮胎定型硫化机作为轮胎生产关键设备^[1-4], 在硫化工序中完成轮胎的定型和硫化, 这一工序是轮胎生产的重要环节直接决定了硫化轮胎的品质^[5]。横梁作为机械式轮胎定型硫化机主传动的重要部件, 更是决定了硫化轮胎的好坏关键^[6], 强度和刚度是硫化机横梁设计的重要依据, 在合模力作用下横梁的强度是能够抵抗破坏的能力, 刚度能够保持合理的变形^[7]; 横梁作为典型的短梁, 其衡量变形通常描述为挠度, 合理的挠度影响硫化轮胎的品质, 如挠度太大将会影响上下硫化室的平行度, 以及左右模型合模力大小不均或不足, 硫化模型将无法密封^[8], 而造成硫化轮胎流失胶边^[9], 产生废胎。本文旨在分析横梁挠度, 对比理论计算、有限元分析、以及实验方法, 总结横梁挠度的影响因素。

1 理论计算

1.1 模型简化

硫化机横梁在硫化过程是典型的热力耦合问题。硫化时候, 横梁受硫化室温度的热影响, 横梁底面温度高, 横梁顶面温度低, 横梁整体受两端连杆等约束, 从而产生温差应力, 底面受压缩温差应力, 顶面受拉伸温差应力, 其应力方向与弯曲应力方向相同, 横梁挠度的测定一般指的是冷模过程中横梁位移的变化, 故本文中不做温差应力对横梁挠度影响的讨论。在冷模合模过程中, 横梁结构受力是弯曲和剪切组合变形, 尤其横梁大多为短梁, 研究挠度问题时, 不可忽略剪

切挠度的影响。目前机械式硫化机横梁多为箱式结构, 且为变截面梁, 横梁结构图见图 1。

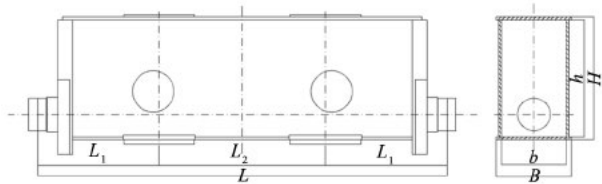


图 1 横梁结构

图 2 为横梁受力简图, 在理论计算过程中, 横梁简化为等截面简支梁进行受力分析, 两端分别受固定铰支座、滑动铰支座约束, 横梁面板与硫化室接触位置受均布的合模力作用, 横梁面板受合模力位置简化为两个集中力。

1.2 挠度计算

硫化机的横梁属于短梁, 在计算其挠度时候, 既要考虑由于弯曲引起的变形, 也要考虑剪切引起的变形, 梁中点最大挠度见图 2 中 I-I 截面, 最大挠度($y_{\max}$)见式(1)如下:

$$y_{\max} = QL_1(3L^2 - 4L_1^2)/(24EJ) + \alpha s QL_1/(GA) \quad (1)$$

本文以 63.5 " 机械式双模轮胎定型硫化机, 产品型号 LL-B1600X4300X2 进行计算, 其基本参数含义及数值见表 1 所示。

作者简介: 黄书伟(1990-), 男, 工学硕士学位, 机械工程师, 主要从事橡塑机械设计研发仿真工作。

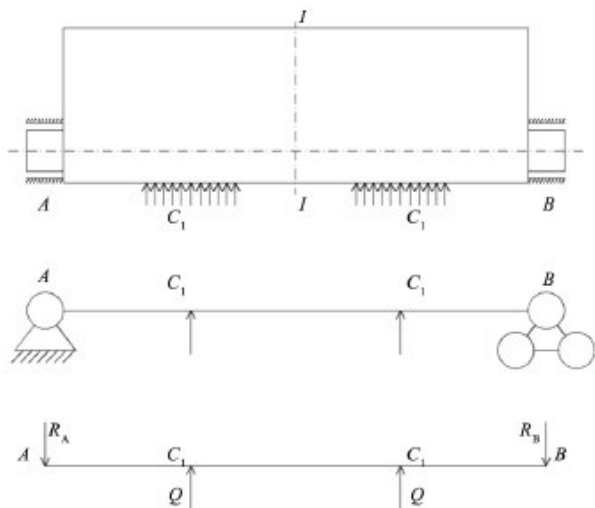


图2 横梁受力简图

表1 各参数数值

项目	代号	数值
合模力 /N	Q	$4\ 300\ 000 \times 2$
端轴铰支点到模型中心距离 /mm	L_1	1 236
两模型中心之间距离 /mm	L_2	1 696
两端端轴铰支点之间距离 /mm	L	4 168
材料弹性模量 (1) /MPa	E	200 000
材料剪切模量 (1) /MPa	G	79 000
梁的截面积 /mm ²	A	183 170
梁的侧板截面积 /mm ²	A_{wcb}	75 904
形式系数 /%	α_s	2.413
惯性矩 /mm ⁴	J	33 942 835 777
中间截面宽度 /mm	B	768
中间空心截面宽度 /mm	b	655
中间截面高度 /mm	H	1 250
中间空心截面高度 /mm	h	1 186

注：(1) 横梁焊接件大部分材料为 Q235B，此处数值指的是 Q235B 对应数值

将表1中各数值代入式(1)中，得到梁中点最大挠度 $y_{\max}=2.387\ 1\ \text{mm}$ 。

根据华南工学院橡胶机械教研组 1978 年编制的《橡胶机械设计 轮胎定型硫化机》有横梁中点最大挠度公式见式(2)：

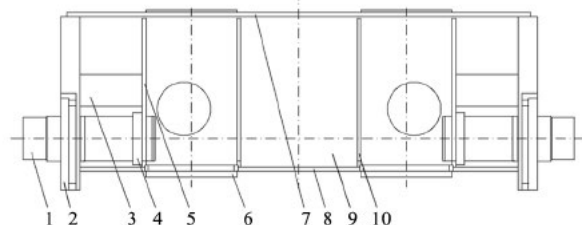
$$y_{\max}=QL_1/(24EJ)(3L_2^2+8L_1L_2+12L_1L_2)^{[11]} \quad (2)$$

将表1中各数值代入式(2)中，得到横梁中点最大挠度 $y_{\max}=1.5\ \text{mm}$ 。

2 有限元分析

建立横梁与端轴的三维模型，图3为横梁模型（隐藏腹板），横梁整体为焊接件，主要由 Q235B 钢材焊接而成，包括顶板、底板、面板、左右端板、前后腹板、中撑板、内加强板等组成。端轴与横梁之间采用过盈连接，不同工艺之间有采用压装法，也有采用热装或

者冷装法。横梁作为机械式硫化机主传动的主要构件，在冷模合模过程中面板承受向上的载荷，端轴承受连杆因弹性变形而产生的拉力。



1—端轴；2—端板；3—筋板；4—内加强板；5—中撑板；6—面板；7—顶板；8—底板；9—腹板；10—竖板

图3 横梁模型（隐藏腹板）

2.1 材料参数

横梁整体为焊接件，与端轴过盈配合；横梁中除了内加强板和端板材质为 Q355B，其余均为 Q235B，端轴采用 45 钢，其各材质基本参数数值见表2。

表2 材料参数

项目	Q235B	Q355B	45
弹性模量 /MPa	200 000	212 000	209 000
泊松比 /%	0.3	0.31	0.269
屈服强度 /MPa	235	355	275

2.2 有限元模型

连接的设定：由于横梁整体为焊接件，为简化计算此处设定横梁各零件绑定约束，去除焊缝建模，忽略焊缝影响。端轴与横梁为过盈配合，此处设定端轴与端板、端轴与内加强板、以及端轴与中撑板为摩擦连接，摩擦系数都为 0.1；同时设定端轴与端板单边过盈量为 0.115 mm，端轴与内加强板单边过盈量为 0.1 mm，端轴与中撑板单边过盈量为 0.1 mm。

边界条件：由于横梁在合模力工况下是对称模型，为了节约计算资源，提升计算效率，建立横梁一半模型，如图4为建立的有限元模型。在对称面施加对称边界条件无摩擦约束，在面板施加最大合模力 4 300 000 N，端轴与连杆连接处施加圆柱约束约束径向自由度，在面板开孔处施加圆柱约束并约束径向和切向自由度。

2.3 分析结果

位移值作为有限元静力分析中直接计算值，相对于应力与应变间接得到而更为精确，并且位移值没有应力奇异性等数值问题，所以位移是有限元结构计算中良好的数值结果。本文研究横梁挠度问题，最大位移值在横梁顶板的中间位置^[12]，因此只需取横梁顶板位移竖直方向结果即可，见图5为横梁顶板位移云图，

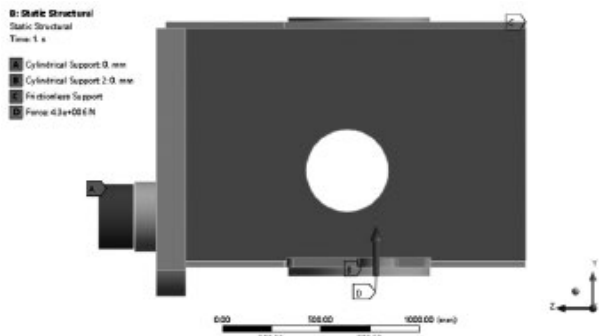


图4 有限元分析模型

可以得到最大竖直位移位于顶板中间为 2.2 514 mm，最小竖直位移位于顶板两端为 0.61 843 mm，因此横梁挠度为 $2.2\ 514 - 0.6\ 184\ 3 = 1.63\ 297\ \text{mm}$ 。

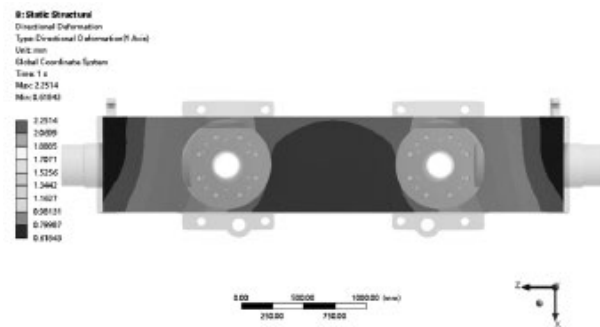


图5 横梁顶板位移云图

3 实验数据

3.1 实验方案

横梁最大挠度值为合模力状态下，横梁顶板中间竖向位移相对于端轴铰接处竖向位移差值。为便于测量，此处取横梁顶板中间相对于顶板两端的竖向位移差值。在合模力施加过程中，横梁顶板中间竖向位移受到横梁弯曲变形和模型压缩变形影响，横梁顶板两端竖向位移受到横梁弯曲变形和连杆拉伸变形影响。在设计横梁挠度实验方案时，需要排除连杆拉伸变形和模型压缩变形的影响。如图 6 为横梁挠度实验方案，实验方案主体思路是将参考点放在横梁两端，在参考点处直接测量横梁顶板中间位移变化值，即直接得到横梁顶板位移值相对于横梁顶板两端的差值。

3.2 措施和结果

如图 6，在横梁两端放上两块等高量块，量块之间放置一块钢板平尺，将百分表安装在钢板平尺中央见图 6 中参考点位置处，在横梁应用上合模力时候，百分表指针指在横梁顶板中间，并将百分表数值调零，

释放合模力之后，观察百分表数值，如图观察到数值为 1.56 mm 为横梁顶板中间相对于顶板两端的位移差值，即挠度数值为 1.56 mm。

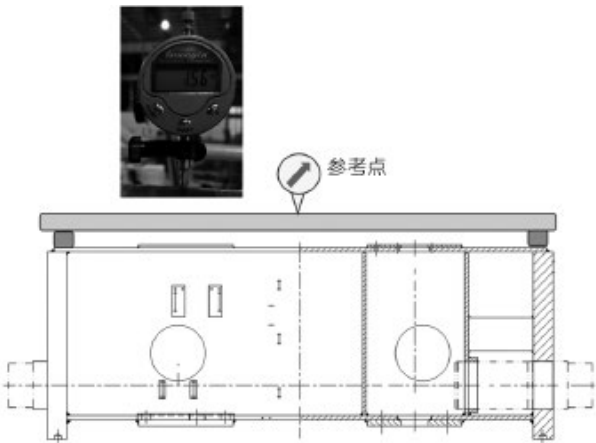


图6 横梁挠度实验方案图

4 结果与讨论

梳理以上横梁挠度的理论计算数值、有限元分析结果、实验数据，形成表 3 对比结果。

表3 对比结果

项目	横梁最大挠度	相对于实验数据误差
式(1)理论计算/mm	2.387 1	53%
式(2)理论计算/mm	1.5	-3.85%
有限元模型分析结果/mm	1.632 97	4.68%
实验数据/mm	1.56	0

见表 3 对比结果数据可以得出，式(1)理论计算横梁挠度值最大，式(2)理论计算横梁挠度值最小；式(1)理论计算数值相对于实验数据大了 53%，二者相对误差很大；有限元模型分析结果相对于实验数据大了 4.68%，有限元模型分析结果非常接近实验数据，二者相对误差很小，这个误差值在实际工程应用中是可以接受的。

需要指出的是，有限元分析结果与实验数据得到的挠度值方法是一致的，即都是通过对比横梁顶板端部与顶板中间的竖向位移差值得到；而理论方法由于已经进行等截面梁简化，而不存在该问题。但实际上通过横梁顶板中间与端轴位移差值得到的挠度值相对于横梁顶板中间与横梁顶板端部的位移差值得到的挠度值会偏小，原因在于端轴铰接处受到约束，在合模力作用下其自由度受到约束。

式(1)理论计算值偏大,原因在于以下几个方面:

(1) 实际横梁为变截面梁，但计算时以横梁中部截面惯性矩带入计算，其整体计算模型的刚度较实际

刚度更小。

(2) 横梁的材质在计算时候统一以 Q235B 进行计算, 实际内加强板、端板材质为 Q355B, 端轴材质为 45 钢, 其弹性模量都比 Q235B 大, 实际横梁刚度更强。

(3) 以简支梁进行简化仍有误差, 实际面板中间开孔用于固定安装法兰螺柱, 该处刚度将更大, 一定程度抑制横梁弯曲挠度。

对比两个挠度理论计算公式, 式 (2) 中只是计算了弯曲挠度, 而对于横梁这种典型的短梁, 其剪切挠度是不能忽略的, 因此整体数值偏小。事实上, 对于横梁的挠度计算, 除了需要考虑变截面梁、弯曲和剪切挠度外, 还需要考虑端轴与端板之间存在较大的局部变形, 它在总变形中占有极大的比重, 不能忽略^[13]。

有限元分析中仍存在尚未考虑地方, 如没有考虑重力的影响, 实际上重力将一定程度减小有限元挠度位移结果。如果通盘考虑以上种种因素, 需要对硫化机整体进行建模, 则将极大消耗计算资源, 既不经济也不效率。另外, 由于未对硫化机整体进行建模, 因此有限元分析中也未考虑模型压缩对横梁顶板竖向位移的影响, 这种影响将减小有限元挠度的数值; 这个因素也是影响横梁挠度的因素, 这在理论计算上也是不易进行考虑的地方。从有限元结果与实验数据差异极小可以得出: 有限元模型虽有未考虑的因素, 但影响极小, 可以在实际工程应用分析中进行忽略, 使用此方法可以得到较为准确的有限元结果, 此方法在工程上可以经济高效的得到横梁挠度结果。

5 结论

实际横梁挠度理论分析中《橡胶工业手册》考虑弯曲和剪切变形影响, 《橡胶机械设计 轮胎定型硫化机》仅仅考虑弯曲变形影响。本文总结影响硫化机横梁挠度的因素有以下几点: 变截面梁、材料不同、弯曲和剪切组合变形、端轴与端板之间局部变形、法兰螺柱对横梁底板刚度影响、横梁重力、模型压缩变形。目前, 应用较广泛的仍采用《橡胶工业手册》中横梁

挠度计算公式, 该公式仍有待继续完善, 本文中所总结因素可作为考虑因素, 寻找更切实可行和准确的计算式。

有限元分析挠度结果能够较为准确得到横梁挠度, 本文中有有限元模型虽未考虑重力影响以及模型压缩影响, 但与其与实验误差仅 4.7%, 已非常接近, 这在工程中可以适用。本文通过有限元模型分析与实验数据对比, 给出了高效经济的有限元模型简化方法和边界条件为后续继续研究横梁挠度提供参考依据。

参考文献:

- [1] 丁振堂, 李洪飞, 徐绍强, 等. F 型液压硫化机技术研发概述 [J]. 橡塑技术与装备, 2024, 50(12): 68–73.
- [2] Weiping Qiu, Jianbo Wang, Wangyu Li. Structural design and mechanical analysis of a new equipment for tire vulcanization [J]. China Rubber Industry, 2019, 66(10): 795–799.
- [3] Yanjun Fan, Yao Liu, Baiyuan Lv. Experimental Research and Development on Electrical Screw Tire Vulcanizing Machine [J]. Key Engineering Materials, 2012, 501(1): 300–305.
- [4] 张正罗, 张功达, 于晓东. 机械式轮胎硫化机结构有限元分析 [J]. 橡塑技术与装备, 2021, 47(11): 42–45.
- [5] 张志, 侯文超, 张晓琳, 等. 基于 CAE 的机械式双模轮胎定型硫化机底座结构分析与优化 [J]. 橡塑技术与装备, 2024, 50(06): 65–69.
- [6] 王胜利, 郑志宽, 贾永军. 硫化机精度对全钢载重子午线轮胎外观质量的影响及改善措施 [J]. 橡胶科技, 2023, 21(03): 146–148.
- [7] 尚文跃. 轮胎硫化温度均一性的改进 [J]. 橡胶科技, 2022, 20(12): 606–609.
- [8] 曹志清. 轮胎硫化机上横梁的强度计算 [J]. 橡胶技术与装备, 1985, (01): 35–39.
- [9] 胡藤花, 姚峰转. 全钢子午线轮胎硫化胶边的原因分析及解决措施 [J]. 橡胶科技, 2022, 20(11): 551–555.
- [10] 杨顺根, 白仲元. 橡胶工业手册 修订版 第九分册 橡胶机械 [M]. 北京: 化学工业出版社, 1992: 841–844.
- [11] 华南工学院橡胶机械教研组. 橡胶机械设计 轮胎定型硫化机 [M]. 1978: 74–76.
- [12] 吴晓斌. 探析双模轮胎硫化机结构的优化设计 [J]. 现代制造技术与装备, 2018, (07): 130–131.
- [13] 曹志清. 轮胎定型硫化机横梁挠度的计算 [J]. 橡胶工业设计, 1980, (06): 23–28.

Analysis of beam deflection in mechanical dual-mold tire curing press

Huang Shuwei

(Sinochem (Fujian) Rubber Machinery Co. LTD., Sanming 365599, Fujian, China)

Abstract: This study focuses on the deflection issue of the crossbeam of a 63.5" mechanical dual-mode tire curing press. By employing theoretical calculations, finite element analysis, and experimental methods, we conducted an in-depth discussion on the comparative results of crossbeam deflection. Additionally, we analyzed the discrepancies between two theoretical formulas and summarized the relevant factors affecting crossbeam deflection. The results indicate that the theoretical calculation yields the highest deflection value, while the experimental data for crossbeam deflection shows minimal deviation from the finite element results. Utilizing the finite element model presented in this paper allows for an economical and accurate determination of crossbeam deflection.

Key words: curing press; crossbeam; deflection; finite element analysis; experiment; theory

(R-03)

钢帘线巨头，上半年营收 57 亿

Leading steel cord enterprises achieved a revenue of 5.7 billion yuan in the first half of the year

2025年9月26日,兴达国际披露2025年中期报告。报告期内,公司实现营业收入56.64亿元,同比下降8.13%;归母净利润1.99亿元,同比增长3.52%;经营活动产生的现金流量净额为10.09亿元,同比增长171.49%;据报告显示,兴达国际基本每股收益为0.1037元,平均净资产收益率为3.09%。

兴达国际主要从事生产及销售子午轮胎钢帘线、胎圈钢丝及其他钢丝，钢帘线产品类型包括普通强度、高强度、超高强度、开放型、紧密型、高伸长型和高冲击型。钢帘线主要用于轿车轮胎、轻型卡车轮胎、载重型卡车轮胎、工程机械车轮胎及其它橡胶制品骨架材料。胎圈钢丝产品类型包括普通强度、高强度、缆型胎圈钢丝和矩形断面胎圈钢丝。其他钢丝产品包括胶管钢丝、镀锌钢丝和钢丝绳。在国内和国外市场开展业务。

2025 年上半年，该公司平均净资产收益率为 3.09%，较上年同期上升 0.02 个百分点。2025 年上半年，公司经营活动现金流净额为 10.09 亿元；筹资活动现金流净额 -6.29 亿元；投资活动现金流净额 8 863.2 万元。

资产重大变化方面，截至 2025 年上半年，其固定资产较上期末增加 3.2%，占公司总资产比重上升 1.91 个百分点；定期存款较上期末减少 36.54%，占公司总资产比重下降 1.18 个百分点；应收票据及应收账款较上期末减少 3.94%，占公司总资产比重下降 0.7 个百分点；使用权资产较上期末增加 7.12%，占公司总资产比重上升 0.25 个百分点。

负债重大变化方面，截至 2025 年上半年，兴达国际应付票据及应付账款较上期末减少 7%，占公司总资产比重下降 1.18 个百分点；短期借款较上期末增加 1.64%，占公司总资产比重上升 1.14 个百分点；长期借款较上期末增加 3.51%，占公司总资产比重上升 0.24 个百分点；其他应付款（含利息和股利）较上期末增加 1 307 433.33%，占公司总资产比重上升 0.18 个百分点。

摘编自“轮胎观察网”

(R-03)

