基于有限元法的现代矿用副井特大型罐笼设计与研究*

王西涛[1,2]，敖煫柯[1,3]，杨扬[1,3]，曹胜[1,4]，李广[1,3,5]，石磊[1,2]，梁宁宁[6]

（1.长沙矿山研究院有限责任公司， 湖南 长沙 410012；
2.战略性稀有金属矿产高效开发国家技术创新中心， 湖南 长沙 410012；
3.金属矿山安全技术国家重点实验室， 湖南 长沙 410012；
4.国家金属采矿工程技术研究中心， 湖南 长沙 410012；
5.深部金属矿安全智能开采国家矿山安全监察局重点实验室， 湖南 长沙 410012；
6.中南大学 自动化学院， 湖南 长沙 410083）

摘要：为满足提升矿山副立井提升系统载重能力与运行效率的需求，基于有限元法对现代矿用副井特大型罐笼进行了设计与研究。通过建立三维实体模型并利用ANSYS Workbench平台进行静力学仿真分析，对罐笼整体及关键部件在150 t满载工况下的力学性能进行了系统评估。结果表明：罐笼整体最大等效应力为47.749 MPa，按Q690钢屈服强度计算的整体安全系数为14.45；主梁、立柱和尾绳梁的安全系数分别为16.3、19.9和20.4，均高于设计控制值$n_{min}=13$，符合安全规程要求，结构应力分布合理且变形可控。工程应用表明，该设计可提高罐笼的大型设备整体运输能力与运行安全性，形成了从设计约束、载荷传递路径、整体结构响应、局部强度校核到工程验证的系统化设计方法，为深井特大型提升容器的结构设计提供了参考。

关键词：提升系统；特大型罐笼；有限元分析；结构设计；安全系数

中图分类号：TD531 **文献标识码**：A **文章编号**：1005-2763(2026)09-0204-08

Design and Research on Extra-Large Cage for Auxiliary Shaft in Modern Mines Based on the Finite Element Method

Wang Xitao[1,2], *Ao Xinke*[1,3], *Yang Yang*[1,3], *Cao Sheng*[1,4], *Li Guang*[1,3,5], *Shi Lei*[1,2], *Liang Ningning*[6]

(1.Changsha Institute of Mining Research Co., Ltd., Changsha, Hunan 410012, China;
2.National Technological Innovation Center for Efficient Development of Strategic Rare Metal Mineral Resources, Changsha, Hunan 410012, China;
3.State Key Laboratory of Safety Technology of Metal Mines, Changsha, Hunan 410012, China;
4.National Engineering Research Center for Metal Mining, Changsha, Hunan 410012, China;
5.Key Laboratory of National Mine Safety Administration for Safe and Intelligent Mining of Deep Metal Mines, Changsha, Hunan 410012, China;
6.School of Automation, Central South University, Changsha, Hunan 410083, China)

Abstract: To meet the requirements for improving the load capacity and operational efficiency of the auxiliary shaft hoisting system in mines, the extra-large cage for modern mine auxiliary shaft was designed and studied based on the finite element method. The mechanical performance of the overall cage and its key components under a fully loaded condition of 150 t was systematically evaluated by establishing a three-dimensional solid model and conducting static simulation analysis using the ANSYS Workbench platform. The results indicate that the maximum equivalent stress of the overall cage is 47.749 MPa, and the overall safety factor, calculated based on the yield strength of Q690 steel, is 14.45. The safety factors of the main beams, columns, and tail beam are 16.3, 19.9, and 20.4, respectively, all of which are above the design control value $n_{min}=13$ and are in compliance with the safety regulations. The structural stress distribution is reasonable, and the deformation is controllable. It is demonstrated by engineering application that the overall transportation capacity and operational safety of cage for large-scale equipment can be improved by the design, and that a systematic design method from design constraints, load transfer paths,

* **收稿日期**：2026-07-08
基金项目：湖南省科技创新计划项目(2026AQ2015)；中国五矿集团有限公司全国重点实验室专项资金项目(2024GZKJ02)；应急管理部重点科技计划项目(2025EMST080101)
作者简介：王西涛(1987—)，男，湖南长沙人，硕士，高级工程师，主要从事矿山机电设备的研究与开发。E-mail：wxt5811@168.com
通信作者：敖煫柯(1999—)，男，江西高安人，硕士，助理工程师，主要从事矿山机电设备的研究与开发。E-mail：1747971305@qq.com

global structural response, local strength verification to engineering validation is established, and a reference is provided for the structural design of extra-large hoisting cages in deep mines.

Key words: Hoisting system, Extra-large cage, Finite element analysis, Structural design, Safety factor

0 引言

随着矿山开采深度的增加及大型设备整体运输需求的提升,副立井提升装备逐渐向大型化、高可靠性方向发展。特大型罐笼尺寸大、承载高、受力复杂,其结构强度与运行安全已成为深井提升装备设计中的关键问题[1]。

围绕副井提升装备的大型化与工程适配,肖朋等[2]在对竖井提升系统进行升级改造设计时,明确了既有系统能力扩容与现场实施的约束。张广龙[3]分析了大型副立井提升容器布置与井筒条件的匹配关系。吴军辉[4]从塔式摩擦提升配置的角度,讨论了罐笼井总体参数协调。李玉瑾[5]构建了立井特大罐笼全无轨运输装备与安全保障方案。上述工作解决了系统改造、容器布置和运输组织等工程问题,但研究对象多侧重系统层级或既有规格装备,对 150 t 级罐笼的载荷路径、整体刚度和局部承载构件的协同设计阐述不足。

在提升容器动力响应和结构安全评价方面,孙泽勋等[6]研究了副井罐笼水平振动响应规律。王丹蕾[7]基于振动信号特征开展了罐笼故障诊断研究。周建等[8]建立了提升容器多体耦合动力学模型。王洪磊等[9]针对大型提煤箕斗开展了结构设计研究。陈淼等[10]、杜娟[11]分别从安全装置和结构力学性能方面开展了相关研究。上述成果虽为提升容器运行安全评价和结构设计提供了参考,但针对特大型罐笼整体结构强度、局部承载性能及安全裕度的系统研究仍较少。

近年来,有限元及数字化建模方法逐渐应用于矿井提升装备设计与性能评价。阮锴燚等[12]提出了矿井提升系统数字孪生快速建模方法。王勇等[13]总结了深部金属矿提升关键技术发展趋势。现有研究已在动力响应、运行监测和结构分析等方面取得一定进展,但针对超大吨位罐笼仍缺乏将整体有限元分析、关键构件理论校核与工程验证相结合的系统研究方法。

基于此,本文以额定载重 150 t 的矿用副井特大型罐笼为研究对象,建立考虑实际载荷和边界条件的三维有限元模型,对罐笼整体应力与变形进行分析,并对主梁、立柱和尾绳梁等关键构件进行理论计算与有限元校核,结合工程应用验证结构设计的可靠性,以期为深井大吨位提升容器设计提供参考。

1 特大型罐笼结构设计

1.1 结构组成

为分析特大型罐笼在矿井服役工况下的受力与变形特征,建立其三维结构模型[14-15]。研究对象载重 150 t,外形尺寸(长×宽×高)为 8 000 mm×3 200 mm×11 400 mm,罐笼主要由上盘、立柱和下盘等结构组成。上盘由主吊板、上盘盖板和上盘副梁槽钢等组成,这些部件共同承担罐笼顶部的载荷,并实现连接作用。下盘则由下盘盖板、下盘梁槽钢和下盘工字钢等构成,主要负责支撑罐笼底部的自重和传递载荷。罐笼主要结构如图 1 所示。

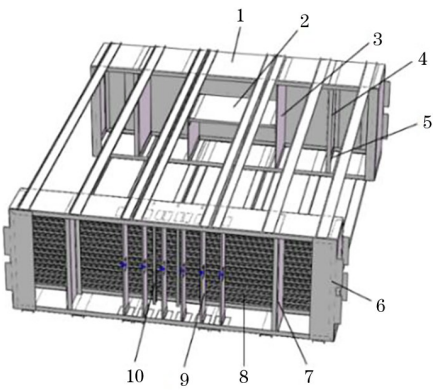


图 1 罐笼主要结构

Fig.1 Main structure of cage

1.2 材料选择

在材料属性方面,罐笼的上盘、下盘、主梁、立柱及尾绳梁等主要承载件统一采用 Q690 高强度结构钢。Q690 钢经防腐处理后可适应井下服役环境,其屈服强度、抗拉强度、密度、弹性模量和泊松比等参数见表 1。

表 1 Q690 钢材料力学参数

Table 1 Material mechanical parameters of Q690 stell

屈服强度/MPa	抗拉强度/MPa	密度/(kg/m³)	弹性模量/(×10¹¹ Pa)	泊松比
≥690	≥859	7 850	2.06	0.3

2 罐笼有限元建模与力学性能分析

在前文对罐笼模型分析的基础上,本节主要对

上述有限元模型进行静力学分析,并确定材料破坏强度准则,以及设置罐笼边界条件和载荷。

2.1 有限元模型的构建

基于 ANSYS Workbench 软件建立罐笼结构的有限元模型。工程问题求解包含初步分析、前处理、求解及后处理 4 个主要步骤[16-18],具体分析流程如图 2 所示。

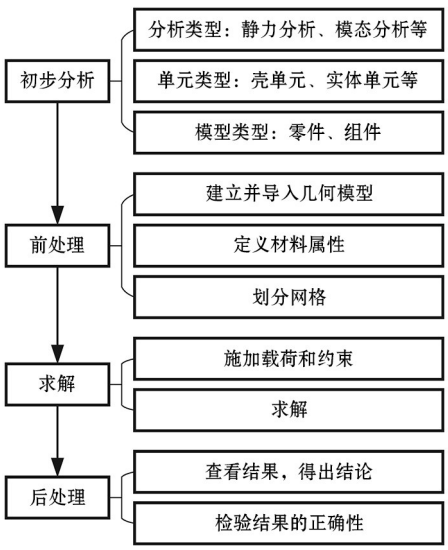


图 2 ANSYS 有限元分析的基本过程

Fig.2 Basic process of ANSYS finite element analysis

罐笼为多零件装配体,接触面较多。本文模型主要采用焊接及栓接,因此各接触面设置为绑定接触,该方式不允许接触分离或相对滑移,适用于线性求解。

为了兼顾几何特征与计算效率,对不同的结构采用相应的网格划分方法:上、下盘盖板等可扫掠结构采用扫掠法;槽钢和立柱采用多区域法;不规则板件与角钢采用六面体主导法。最终模型单元数为 344 593 个,节点数为 799 511 个,罐笼有限元模型如图 3 所示。

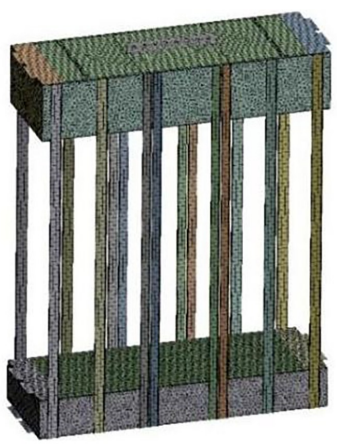


图 3 罐笼有限元模型

Fig.3 Finite element model of cage

2.2 静力学分析原理

描述结构变形行为的力学变量有三大类:位移、应力、应变。对于变形体中的任意位置,位移、应力、应变的力学分量具体表达式分别为:

$$\boldsymbol{d}=(u,v,w)^{\mathrm{T}} \tag{1}$$

$$\boldsymbol{\sigma}=(\sigma_{xx},\sigma_{yy},\sigma_{zz},\sigma_{xy},\sigma_{yz},\sigma_{xz})^{\mathrm{T}} \tag{2}$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}=(\varepsilon_{xx},\varepsilon_{yy},\varepsilon_{zz},\gamma_{xy},\gamma_{yz},\gamma_{xz})^{\mathrm{T}} \tag{3}$$

式中:$\boldsymbol{d}$ 为位移向量;u、v、w 分别为结构沿 x、y、z 方向的位移分量;$\boldsymbol{\sigma}$ 为应力向量;σ_{xx}、σ_{yy}、σ_{zz} 分别为 x、y、z 方向的正应力;σ_{xy}、σ_{yz}、σ_{xz} 分别为 xy、yz、xz 平面内的切应力;$\boldsymbol{\varepsilon}$ 为应变向量;ε_{xx}、ε_{yy}、ε_{zz} 分别为 x、y、z 方向的正应变;γ_{xy}、γ_{yz}、γ_{xz} 分别为 xy、yz、xz 平面内的工程切应变。

在变形体中取出一个微小体元 $\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z$,可建立三类方程,这三类方程分别是平衡方程(受力情况的描述)、几何方程(变形程度的描述)及物理方程(材料的描述)。以上三类变量和三类方程是有限元分析的基础。对于线性材料来说,根据广义胡克定律,材料的应力-应变之间的关系为:

$$\boldsymbol{\varepsilon}=\boldsymbol{D}^{-1}\boldsymbol{\sigma} \tag{4}$$

式中:$\boldsymbol{D}$ 为材料弹性矩阵;$\boldsymbol{D}^{-1}$ 为材料柔度矩阵。

通过有限元的离散,可以得到结构节点位移与载荷之间的方程为:

$$\boldsymbol{K}\boldsymbol{q}=\boldsymbol{F} \tag{5}$$

式中:$\boldsymbol{K}$ 为整体刚度矩阵;$\boldsymbol{q}$ 为节点位移向量;$\boldsymbol{F}$ 为载荷向量。

将节点载荷向量分解为外载荷向量 $\boldsymbol{F}^{\mathrm{ap}}$ 和支反力向量 $\boldsymbol{F}^{\mathrm{ra}}$,则有:

$$\boldsymbol{K}\boldsymbol{q}=\boldsymbol{F}^{\mathrm{ap}}+\boldsymbol{F}^{\mathrm{ra}} \tag{6}$$

对节点位移向量 $\boldsymbol{q}$ 施加边界约束后,可将其按自由度性质划分为受约束自由度位移向量 $\boldsymbol{q}_{\mathrm{d}}$ 和自由自由度位移向量 $\boldsymbol{q}_{\mathrm{f}}$;下标 d 和 f 分别表示受约束自由度和自由自由度。相应的刚度矩阵及载荷向量按相同自由度顺序分块,可得:

$$\begin{pmatrix}\boldsymbol{K}_{\mathrm{dd}} & \boldsymbol{K}_{\mathrm{df}}\\ \boldsymbol{K}_{\mathrm{fd}} & \boldsymbol{K}_{\mathrm{ff}}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\boldsymbol{q}_{\mathrm{d}}\\ \boldsymbol{q}_{\mathrm{f}}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}\boldsymbol{F}_{\mathrm{d}}^{\mathrm{ap}}\\ \boldsymbol{F}_{\mathrm{f}}^{\mathrm{ap}}\end{pmatrix}+\begin{pmatrix}\boldsymbol{F}_{\mathrm{d}}^{\mathrm{ra}}\\ 0\end{pmatrix} \tag{7}$$

由式(7)下半部分可解得自由自由度位移向量 $\boldsymbol{q}_{\mathrm{f}}$:

$$\boldsymbol{q}_{\mathrm{f}}=\boldsymbol{K}_{\mathrm{ff}}^{-1}(\boldsymbol{F}_{\mathrm{f}}^{\mathrm{ap}}-\boldsymbol{K}_{\mathrm{fd}}\boldsymbol{q}_{\mathrm{d}}) \tag{8}$$

将式(8)代入式(7)上半部分,可得受约束自由度上的支反力向量 $\boldsymbol{F}_{\mathrm{d}}^{\mathrm{ra}}$:

$$\boldsymbol{F}_{\mathrm{d}}^{\mathrm{ra}}=\boldsymbol{K}_{\mathrm{dd}}\boldsymbol{q}_{\mathrm{d}}+\boldsymbol{K}_{\mathrm{df}}\boldsymbol{q}_{\mathrm{f}}-\boldsymbol{F}_{\mathrm{d}}^{\mathrm{ap}}=\boldsymbol{K}_{\mathrm{df}}\boldsymbol{K}_{\mathrm{ff}}^{-1}\boldsymbol{F}_{\mathrm{f}}^{\mathrm{ap}}+(\boldsymbol{K}_{\mathrm{dd}}-\boldsymbol{K}_{\mathrm{df}}\boldsymbol{K}_{\mathrm{ff}}^{-1}\boldsymbol{K}_{\mathrm{fd}})\boldsymbol{q}_{\mathrm{d}}-\boldsymbol{F}_{\mathrm{d}}^{\mathrm{ap}} \tag{9}$$

ANSYS 中求解该类方程可采用直接法或迭代

法。直接法基于高斯消元,迭代法则通过逐步逼近求解。迭代法适用于大型稀疏矩阵,无需存储零元素,且程序实现简单、计算稳定,因而在工程中应用广泛。本文采用迭代法对罐笼结构进行静力学求解。

2.3 材料破坏强度准则的选择

有限元分析能够获取结构内部任意位置的力学信息,从而获得整体应力分布。为评估结构安全性并识别危险点,需依据合适的强度准则进行判断。常用准则包括 Tresca 准则、von Mises 准则、最大拉应力准则和 Mohr 准则。其中,von Mises 准则以畸变能达到材料屈服条件为判据,适用于韧性金属材料,亦称最大畸变能准则[16-18]。本文各主要承载件均采用 Q690 线弹性材料,因此在静力学分析中统一采用 von Mises 等效应力评价整体结构及关键构件强度。

2.4 边界条件和载荷设置

超深井大载重提升容器在运行过程中,其受力状态与提升速度、容器布置及井筒运行环境密切相关[19-20]。本文主要针对罐笼静止满载状态开展结构静力学分析。

罐笼上盘主吊板的 8 个孔分别与首绳连接,下盘梁槽钢上的 6 个孔分别与尾绳连接,其中,每根尾绳质量约 15 t,下盘盖板上停放一辆 150 t 的矿车。在有限元分析中,对上盘 8 个主吊板孔施加固定约束,以模拟首绳的刚性悬挂状态;在连接尾绳的下盘 6 个孔上分别施加 150 kN 竖直向下集中力,并在下盘盖板施加 1 500 kN 竖直向下均布等效载荷,同时考虑罐笼自重。载荷与边界条件设置如图 4 所示。载荷参数统一记为:额定载荷 $Q_M=1\ 500$ kN,罐笼自重 $Q_j=1\ 350$ kN,最大终端载荷 $P_0=3\ 600$ kN。

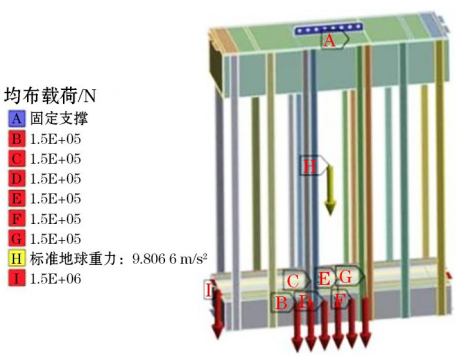


图 4 罐笼静力学分析的载荷与边界条件设置

Fig.4 Load and boundary conditions setting for static analysis of cage

2.5 模型求解结果与分析

根据前文建立的模型及设置的条件,运用 ANSYS 软件对其进行计算仿真分析,获得罐笼结构的总变形云图和等效应力云图,分别如图 5 和图 6 所示。

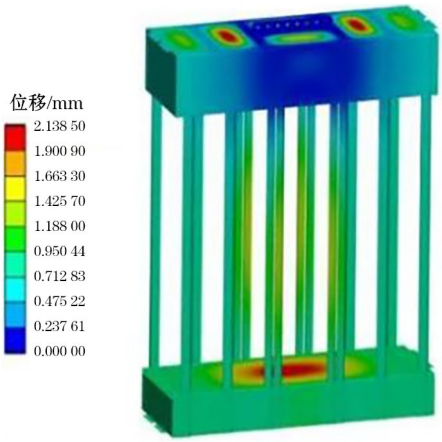


图 5 罐笼的总变形云图

Fig.5 Total deformation cloud diagram of cage

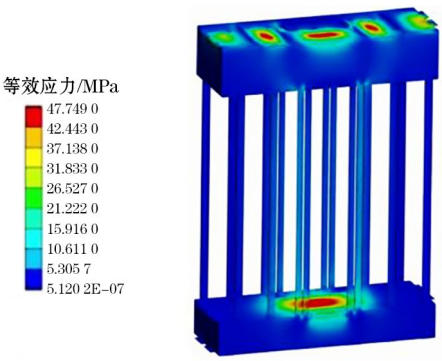


图 6 罐笼的等效应力云图

Fig.6 Equivalent stress cloud diagram of cage

由图 5 和图 6 可知,槽钢和工字钢承担了主要静载荷,整体变形分布均匀。在 150 t 满载工况下,下盘盖板中部最大总变形为 2.138 5 mm,结构仍处于线弹性范围;最大 von Mises 等效应力 $\sigma_{max}=47.749$ MPa,位于下盘梁工字钢。本文将安全系数定义为 $n=\sigma_s/\sigma_{max}$,其中 σ_s 为 Q690 钢屈服强度 690 MPa。参考《罐笼安全技术要求》(GB 16542—2010)对载人或兼载人、物料罐笼主要连接件的安全系数要求[21],并结合本项目设计输入,对主要承载构件统一取设计控制值 $n_{min}=13$。由此得到整体安全系数为 14.45,高于设计控制值,说明静止满载工况下整体结构强度满足设计要求。

3 关键零部件的强度校核与仿真分析

罐笼的安全性不仅取决于结构静载强度,还与载荷变化及最小安全系数有关[16]。因此,本文在整体有限元分析基础上,进一步对主梁、立柱和尾绳梁进行理论计算与有限元双重校核。

3.1 主梁强度校核与仿真分析

主梁是罐笼主要的承弯构件,其 $A-A$ 截面为最危险截面,校核该处的强度对确保罐笼安全至关重要。主梁结构及受力示意如图 7 所示。

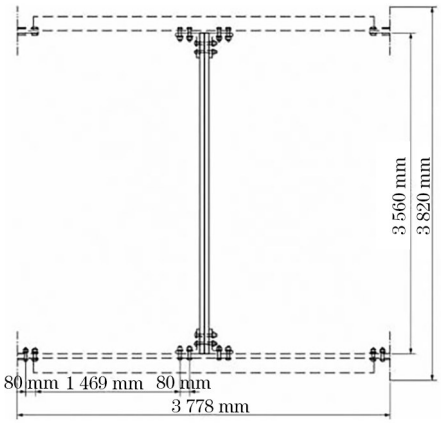


图 7 主梁结构及受力示意

Fig.7 Schematic of main beam structure and forces

主梁的具体结构参数见表 2。

表 2 主梁结构参数

Table 2 Structural parameters of main beam

参数	符号	数值/mm	物理意义
跨距	L_1	1 469	主梁两支点间距
悬臂段	L_2	90	载荷作用端悬伸长度
截面宽	b	250	单个矩形截面宽度
截面高	h	880	单个矩形截面高度
形心距	Z_1	440	中性轴至截面边缘距离

根据材料力学公式,最大弯矩 $M_{1\max}$ 为:

$$M_{1\max}=\frac{P_0L_1}{2}+\frac{P_0L_2}{4}=2.73\times10^9\ \text{N}\cdot\text{mm} \tag{10}$$

计算截面惯性矩 J_0:

$$J_0=2\times\frac{bh^3}{12}=2.839\times10^{10}\ \text{mm}^4 \tag{11}$$

计算最大弯曲应力 σ_1:

$$\sigma_1=\frac{M_{1\max}Z_1}{J_0}=42.31\ \text{MPa} \tag{12}$$

计算安全系数 n_1:

$$n_1=\frac{\sigma_s}{\sigma_1}=16.3 \tag{13}$$

为验证理论计算并分析应力分布,对主梁进行了有限元仿真,等效应力云图如图 8 所示。仿真最大应力为 43.67 MPa,与理论计算值 42.31 MPa 接近,偏差在工程允许范围内;按有限元最大应力计算的安全系数为 16.3,高于安全系数的设计控制值 13,表明主梁强度满足要求。

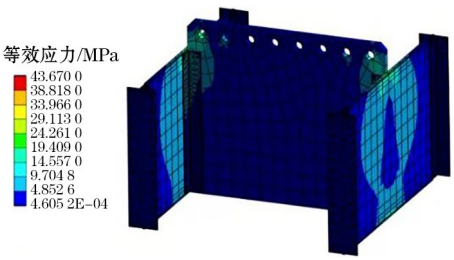


图 8 主梁的等效应力云图

Fig.8 Equivalent stress cloud diagram of main beam

3.2 立柱强度校核与仿真分析

立柱是罐笼承受纵向载荷的关键构件,其强度直接关系整体结构的稳定性。本节对立柱进行抗拉强度校核。立柱的截面几何参数见表 3。

表 3 立柱截面参数

Table 3 Cross-section parameters of column

参数	符号	数值/mm²
立柱横截面积	A_C	7 514
螺栓孔削弱面积	A_0	1 024
有效净面积	A_N	6 490

假设 16 根立柱均匀受力,计算单根立柱最大拉应力 σ_2:

$$\sigma_2=\frac{\frac{1}{16}P_0}{A_N}=34.67\ \text{MPa} \tag{14}$$

计算安全系数 n_2:

$$n_2=\frac{\sigma_s}{\sigma_2}=19.9 \tag{15}$$

对立柱进行有限元仿真分析,等效应力云图如图 9 所示。仿真最大应力为 36.944 MPa,略高于理论计算值 34.67 MPa,主要原因是理论计算采用平均应力法。按有限元最大应力计算的安全系数为 19.9,高于安全系数的设计控制值 13,表明立柱强度满足要求。

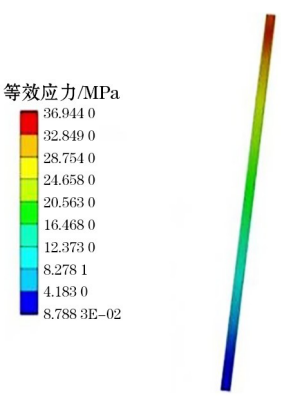


图 9 立柱的等效应力云图

Fig.9 Equivalent stress cloud diagram of column

3.3 尾绳梁强度校核与仿真

尾绳梁用于悬挂尾绳,其作用是保持提升系统的平衡,其结构示意如图 10 所示。

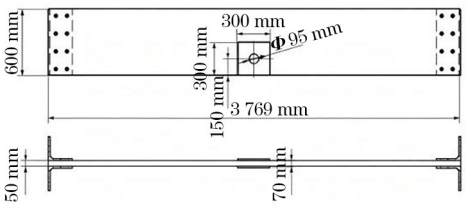


图 10 底盘尾绳梁结构示意

Fig.10 Structural schematic of chassis tail beam

尾绳梁截面的详细几何参数见表 4。

表 4 尾绳梁截面几何参数

Table 4 Geometric parameters of tail beam cross-section

参数	符号	数值/mm	物理意义
截面宽度 1	b_0	50	尾绳梁截面主要宽度尺寸
截面宽度 2	b_1	600	尾绳梁截面高度方向尺寸
截面宽度 3	b_2	10	尾绳梁截面辅助宽度尺寸
截面高度	h_1	300	尾绳梁截面高度尺寸
截面剩余高度	h_0	300	尾绳梁截面剩余高度尺寸
截面扣除尺寸	D	215	截面中需要扣除的尺寸
总高度	H	600	尾绳梁截面总高度

将下盘尾绳梁简化为中点承受集中载荷的简支梁进行计算。

计算中点截面惯性矩 J_1:

$$J_1=\frac{b_0h_0^3}{12}+\frac{(b_1+b_2)h_1^3}{12}-\frac{(b_0+b_1+b_2)D^3}{12}=9.4\times10^8\ \text{mm}^4 \tag{16}$$

计算截面系数 W_x:

$$W_x=\frac{J_1}{\frac{H}{2}}=3.13\times10^6\ \text{mm}^3 \tag{17}$$

计算尾绳梁中点弯矩 M_b:

$$M_b=\frac{P_W}{16}\cdot\frac{L}{2}=1.06\times10^8\ \text{N}\cdot\text{mm} \tag{18}$$

式中:P_W 为尾绳作用于尾绳梁的总集中载荷,取 900 kN;L 为尾绳梁两支点之间的实际支撑间距,取 3 769 mm。

计算弯曲应力 σ_3:

$$\sigma_3=\frac{M_b}{W_x}=33.87\ \text{MPa} \tag{19}$$

计算安全系数 n_3:

$$n_3=\frac{\sigma_s}{\sigma_3}=20.4 \tag{20}$$

对尾绳梁进行有限元仿真,等效应力云图如图 11 所示。仿真最大应力为 35.369 MPa,与理论计算值 33.87 MPa 基本一致。尾绳梁材料为 Q690 钢,按有限元最大应力计算的安全系数为 20.4,高于设计控制值 13,表明尾绳梁强度满足要求。

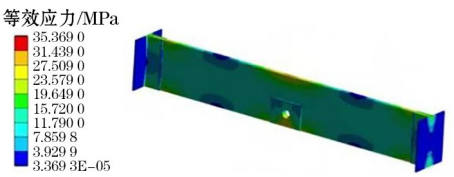


图 11 尾绳梁的等效应力云图

Fig.11 Equivalent stress cloud diagram of tail beam

采用理论计算与有限元仿真相结合的方法,对主梁、立柱和尾绳梁进行双重校核。理论计算用于验证基本受力关系,有限元分析用于识别应力集中与整体分布;两类结果相互印证。按 Q690 钢屈服强度统一计算,主梁、立柱和尾绳梁的有限元安全系数分别为 16.3、19.9 和 20.4,均高于设计控制值 13,材料参数与校核逻辑保持一致。

4 工程应用

工程应用矿井的外形尺寸见表 5,本文设计的罐笼已在国内多个大型矿井及海外项目中实现了定制化应用,其外形尺寸针对不同矿井的井筒条件和运输需求进行了专门优化,展现出良好的工程适应性[22-25]。

表 5 工程应用矿井的外形尺寸

Table 5 External dimensions of engineering application mine

应用矿井	外形尺寸(长×宽×高)/mm
大海则煤矿副井罐笼	8 470×2 996×12 500
核桃峪煤矿副井罐笼	7 750×2 910×8 800
五彩湾煤矿副井罐笼	7 900×3 000×11 200
赵石畔煤矿罐笼	9 090×4 046×11 100
塞尔维亚副井罐笼	8 000×3 500×11 490

特大型罐笼与传统提升罐笼性能对比见表 6,本文设计的特大型罐笼额定载荷达到 150 t,可满足大型液压支架、矿用车辆等重型设备整体运输需求。相比传统 42 t 级提升罐笼,特大型罐笼采用多绳特宽型模块化结构,通过上盘-立柱-下盘协同承载方式优化载荷传递路径,提高了结构承载能力和空间利用率,为深井大型设备高效运输提供了装备支撑。

表 6 特大型罐笼与传统提升罐笼性能对比

Table 6 Performance comparison between extra-large cages and traditional hoisting cages

对比项目	传统提升罐笼	本文设计罐笼	提升效果
额定载荷	通常≤42 t	150 t	满足重载运输需求
运输对象	人员、材料及小型设备	大型液压支架、矿用车辆等	实现大型设备整体运输
结构尺寸	受井筒空间限制,尺寸较小	长×宽×高=8 000 mm×3 200 mm×11 400 mm	增大有效运输空间
结构形式	常规单层或普通多绳罐笼	多绳特宽型模块化罐笼结构	提高结构适应性和可维护性
承载方式	传统梁架结构,局部承载明显	上盘-立柱-下盘协同承载结构	优化载荷传递路径
偏载适应能力	对偏载工况敏感	采用加强型框架结构,提高整体刚度	抗偏载能力提升
运输效率	单次运输能力有限,设备需分批运输	支持大型设备整体运输	运输效率提升

以某煤矿副井罐笼为核心工程验证对象,井下采掘成套液压支架单台自重最高 145 t,若采用 42 t 级提升罐笼,需拆分液压构件分 4～5 次转运,副井运输效率极低,制约工作面快速接续。项目采用本文设计方案,定制了外形尺寸(长×宽×高)为 7 850 mm×3 000 mm×11 000 mm 的特大型罐笼,已完成现场安装并投入使用。罐笼安装现场如图 12 所示。



图 12 罐笼安装现场

Fig.12 Cage installation site

在工程应用过程中,该罐笼主要用于大型设备整体运输。运行结果表明,该罐笼能够满足大吨位设备运输需求,减少大型设备拆分和重复转运环节,提高了副井运输能力。同时,罐笼整体运行稳定,主要承载构件及连接部位未出现异常变形和可靠性问题,说明按照上盘-立柱-下盘协同承载结构设计方法所设计的罐笼,能够满足深井大吨位提升容器工程应用要求。

5 结论

本文采用有限元分析与模块化设计相结合的方法,对特大型罐笼进行了系统设计与性能评估,得出的主要结论如下。

(1) 本研究建立了 150 t 级特大型罐笼整体有限元模型。在静止满载工况下,罐笼整体最大等效应力为 47.749 MPa、最大总变形为 2.138 5 mm,按 Q690 钢屈服强度计算的整体安全系数为 14.45,高于安全系数的设计控制值 13。

(2) 主梁、立柱和尾绳梁的理论计算结果与有限元仿真计算结果接近,按有限元最大应力计算的安全系数分别为 16.3、19.9 和 20.4,均高于设计控制值 13。

(3) 本研究形成了涵盖总体布置、载荷路径分析、整体有限元计算、关键构件校核和工程验证的完整设计与验证流程,研究结果可为深井特大型提升容器设计及性能评价提供参考。

参考文献(References):

[1] 李广,史志远,余洪伟.金属矿山深井大规模提升关键技术装备进展与发展趋势[J].矿业研究与开发,2024,44(9):1-8.
Li Guang, Shi Zhiyuan, Yu Hongwei. Progress and development trend of key technology and equipment for large-scale hoisting of deep wells in metal mines[J]. Mining Research and Development,2024,44(9):1-8.

[2] 肖朋,张得利.河北某铁矿竖井提升系统升级改造设计应用研究[J].机械管理开发,2025,40(11):185-187.
Xiao Peng, Zhang Deli. Design and application research on the upgrade and renovation of a vertical shaft hoisting system at an iron mine in Hebei Province[J]. Mechanical Management and Development,2025,40(11):185-187.

[3] 张广龙.大型副立井提升容器布置形式设计研究[J].煤矿机械,2024,45(5):9-11.
Zhang Guanglong. Design and research on layout of hoisting conveyance for large auxiliary shaft [J]. Coal Mining Machinery,2024,45(5):9-11.

[4] 吴军辉.采用塔式摩擦提升机的罐笼井设计探讨[J].有色冶金设计与研究,2024,45(6):6-10.
Wu Junhui. A discussion of the design of cage shaft using tower friction hoists[J]. Nonferrous Metals Engineering & Research,2024,45(6):6-10.

[5] 李玉瑾.立井特大罐笼全无轨运输系统装备及安全保障技术[J].煤炭工程,2018,50(6):11-14+19.

Li Yujin. Full-trackless transport equipment and safety guarantee technology for extra-large shaft cage[J]. Coal Engineering,2018,50(6):11-14+19.

[6] 孙泽勋,王振乾.基于 Simulink 副井罐笼水平振动仿真[J].煤矿机械,2024,45(6):92-95.
Sun Zexun, Wang Zhenqian. Simulation of horizontal vibration of auxiliary shaft cage based on Simulink[J]. Coal Mining Machinery,2024,45(6):92-95.

[7] 王丹蕾.基于谐波特征的矿井罐笼振动故障诊断方法研究[D].徐州:中国矿业大学,2019.
Wang Danlei. Research on fault diagnosis method of mine cage vibration based on harmonic feature[D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology,2019.

[8] 周建,张连军,余洪伟,等.一种斜井提升容器多体耦合动力学分析与安全设计研究[J].矿业研究与开发,2026,46(4):188-195.
Zhou Jian, Zhang Lianjun, Yu Hongwei, et al. Research on multi-body coupled dynamics analysis and safety design of an inclined shaft hoisting container[J]. Mining Research and Development,2026,46(4):188-195.

[9] 王洪磊,申婕,刘禹.煤矿立井 50 t 提煤箕斗关键技术研究[J].煤炭科学技术,2015,43(5):91-94.
Wang Honglei, Shen Jie, Liu Yu. Research on key technology of 50 t coal skip for vertical shaft of coal mining[J]. Coal Science and Technology,2015,43(5):91-94.

[10] 陈淼,周建,周昱勋,等.基于斜井提升容器防跑车装置的平道闭锁器的研究与分析[J].矿业研究与开发,2024,44(8):214-221.
Chen Miao, Zhou Jian, Zhou Yuxun, et al. Research and analysis of flat lock device based on anti-sliding device for inclined shaft hoisting container[J]. Mining Research and Development,2024,44(8):214-221.

[11] 杜娟.落地式摩擦矿井提升机提升容器力学分析[J].机械管理开发,2024,39(6):45-47.
Du Juan. Mechanical analysis of lifting vessel of the floor friction mine hoist[J]. Mechanical Management and Development,2024,39(6):45-47.

[12] 阮锴燚,寇子明,王彦栋,等.矿井提升系统数字孪生快速建模方法研究[J].煤炭科学技术,2023,51(9):219-230.
Ruan Kaiyi, Kou Ziming, Wang Yandong, et al. Digital twin rapid construction method of a mining hoisting system[J]. Coal Science and Technology,2023,51(9):219-230.

[13] 王勇,吴爱祥,杨珺,等.深部金属矿开采关键理论技术进展与展望[J].工程科学学报,2023,45(8):1281-1292.
Wang Yong, Wu Aixiang, Yang Jun, et al. Progress and prospective of the mining key technology for deep metal mines[J]. Chinese Journal of Engineering,2023,45(8):1281-1292.

[14] 王浩天.基于 ANSYS 对风电齿轮箱大部件优化设计[D].大连:大连交通大学,2024.
Wang Haotian. Based on ANSYS, the optimization design of large components of wind power gearbox[D]. Dalian: Dalian Jiaotong University,2024.

[15] 杨皓瑜.基于 ANSYS 的电弧炉导电横臂结构优化设计[D].西安:西安理工大学,2024.
Yang Haoyu. Optimized design of conductive cross arm structure of electric arc furnace based on ANSYS[D].Xi'an: Xi'an University of Technology,2024.

[16] 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.
Pu Guangyi. ANSYS Workbench 12 basic tutorial and practical examples[M]. Beijing: China Water Power Press,2010.

[17] 李兵,何正嘉,陈雪峰. ANSYS Workbench 设计、仿真与优化[M].北京:清华大学出版社,2013.
Li Bing, He Zhengjia, Chen Xuefeng. ANSYS Workbench design, simulation and optimization[M]. Beijing: Tsinghua University Press,2013.

[18] Lee H H. Finite element simulations with ANSYS Workbench 12[M]. Mission, KS: Schroff Development Corporation,2010.

[19] 杨锦涛,王西涛,李广,等.超深井大载重高速提升工况空气流场动态变化研究与分析[J].矿业研究与开发,2025,45(7):1-7.
Yang Jintao, Wang Xitao, Li Guang, et al. Research and analysis on dynamic change of air flow field in ultra-deep well under large-load and high-speed lifting condition[J]. Mining Research and Development,2025,45(7):1-7.

[20] 王国元,葛世荣,王大刚,等.超深矿井施工中提升系统动态安全系数研究[J].煤炭工程,2025,57(6):9-16.
Wang Guoyuan, Ge Shirong, Wang Dagang, et al. Dynamic safety factor of hoisting system in ultra-deep mine construction[J]. Coal Engineering,2025,57(6):9-16.

[21] GB 16542—2010 罐笼安全技术要求[S].

[22] 王荣.黄玉川煤矿特大型柔性双层罐笼上盘更换技术[J].科技创新导报,2013(22):99.
Wang Rong. The replacement technology of the upper plate of the super large flexible double-layer cage in Huangyuchuan Coal Mine[J]. Science and Technology Innovation Report,2013(22):99.

[23] 王金涛,刘洁.手动罐内阻车器的改进设计[J].煤矿机械,2018,39(3):89-90.
Wang Jintao, Liu Jie. Improvement and design of internal stoppers in manual cage[J]. Coal Mine Machinery, 2018, 39(3): 89-90.

[24] 董春青,赵立红,赵爱玲,等.大型多绳单层罐笼及承接装置的研制[J].煤矿机械,2011,32(10):158-160.
Dong Chunqing, Zhao Lihong, Zhao Ailing, et al. Development of large-scale multi rope cage and bearing device[J]. Coal Mine Machinery,2011,32(10):158-160.

[25] Fiołek P, Jakubowski J. Assessment of hoisting conveyance guiding forces based on field acceleration measurements and numerical simulation[J]. Applied Sciences, 2024, 14(22):10758.