

文章编号:1673-9590(2024)01-0045-05

基于复杂振动载荷的高速列车齿轮箱体强度分析

尹晓亮¹,范军¹,杨集友¹,曹磊¹,王明萌¹,
赵晓丹¹,曾迎²,张英波²

(1. 中车长春轨道客车股份有限公司,吉林 长春 130062;2. 西南交通大学 材料先进技术教育部重点实验室,四川 成都 610031)

摘要:针对现有研究高速列车齿轮箱体仅考虑了电机扭矩载荷或简化振动工况的现状,以国内某车型高速列车齿轮箱体为研究对象,通过对轴悬式齿轮箱体载荷工况进行分析,基于振动载荷确定齿轮箱体强度计算时的所有工况组合,利用有限元软件对高速列车齿轮箱体进行强度分析,并根据相关铁路标准对结果进行评定。结果表明,齿轮箱体在设计寿命周期内,可同时承受牵引/制动工况下的扭矩载荷及线路激扰产生的振动载荷,应力幅值均小于其对应许用应力幅,齿轮箱体的疲劳强度满足许用要求。在齿轮箱体强度分析时对复杂工况组合进行计算,保证了齿轮箱体设计的可靠性,为高速列车齿轮箱体强度分析和评定提供了一种新方法。

关键词:轨道车辆;齿轮箱;强度安全分析;振动载荷;有限元分析
文献标识码:A **DOI:**10.13291/j.cnki.djdxac.2024.01.007

传动齿轮箱是轨道车辆走行部的重要零部件,其结构振动特性和疲劳性能受到广泛关注。随着铁路高速化和轻量化发展,以及新一代CR450高速列车的投产与试运行,齿轮箱体承受的载荷条件变得更为复杂苛刻^[1]。高速列车齿轮箱体不仅要承受电机扭矩载荷,还要承受轮轴传递的因线路激扰引起的振动载荷,由此导致的齿轮箱体失效将严重影响行车安全,故其安全性、可靠性、稳定性对高速列车的安全运营至关重要^[2]。目前国内外对高速列车齿轮箱体的强度分析大多仅考虑电机的扭矩载荷^[3-6],部分研究在分析箱体疲劳强度时虽然也考虑了振动载荷,但对工况组合进行了简化,存在遗漏最危险条件的可能^[7-8]。因此,本文在考虑振动载荷的基础上^[9-10],根据不同的工况组合对某车型高速列车齿轮箱体进行静强度和疲劳强度分析,并对分析结果进行评定。

1 动力转向架齿轮箱体结构

本文齿轮箱采用一级圆柱渐开线斜齿轮传动。齿轮箱体是由上箱体和下箱体组成的分体式结构,见图1。齿轮箱体输入端通过联轴器与牵引电机连接,输出端与车轴通过过盈方式连接。齿轮箱体的主要技术参数见表1。

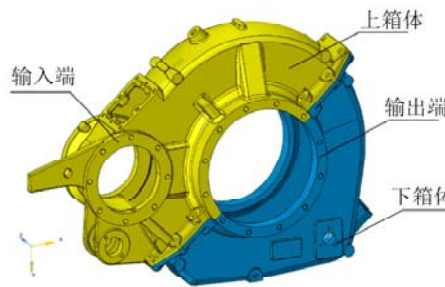


图1 齿轮箱体结构

收稿日期:2023-01-26

基金项目:国家自然科学基金项目(52004227)

第一作者:尹晓亮(1980—),男,高级工程师。E-mail:yinxiaoliang683@163.com

通信作者:张英波(1978—),男,副教授。E-mail:zhangyb@home.swjtu.edu.cn

表1 齿轮箱体主要技术参数

参数名称	参数数值	参数名称	参数数值
输入额定功率	180 kW	最大启动扭矩	1 630 N·m
输入额定转速	2 790 r/min	最大制动扭矩	1 500 N·m
输入最高转速	4 735 r/min	电机短路扭矩	8 000 N·m
传动比	6.67		

2 齿轮箱体载荷工况及有限元模型

高速列车运行有牵引加速、惰力、制动减速和短路4种工况,在不同工况下齿轮箱体承受的载荷种类不同。

短路工况下齿轮箱体所承载荷为超常载荷,该载荷是一种在整个服役周期内很少出现却可能发生的极限载荷,齿轮箱体结构必须能够承受这种载荷的作用,且不发生永久变形。

在牵引加速、惰行和制动减速3种工况下齿轮箱体承受的载荷是正常运行条件下出现的运营载荷,要求齿轮箱体结构在其设计寿命周期内可承受这种载荷,且不发生疲劳失效。由于3种工况均为运营载荷,故可选择其中最恶劣的一种工况进行疲劳强度校核。

齿轮箱体在动力传递系统中,既要承受牵引和制动工况下的扭矩作用,又要承受来自轮轴传递的线路激扰作用,参照 BS EN 13749: 2021 中 D. 2. 3 对齿轮箱体技术参数的要求^[11],可确定齿轮箱体的超常振动载荷和正常运营振动载荷,见表2。

表2 振动载荷参数

振动方向	超常振动加速度	正常运营振动加速度
垂向	$a_{y\max} = \pm 70g$	$a_y = \pm 25g$
横向	$a_{z\max} = \pm 10g$	$a_z = \pm 5g$
纵向	$a_{x\max} = \pm 10g$	$a_x = \pm 5g$

高速列车正常运行时,齿轮箱体承受的不同方向线路激扰(载荷)是随机组合出现的,为保证静强度及疲劳强度分析结果的可靠性,确定电机正转和反转短路扭矩时为最恶劣工况,在此工况下考虑纵向、横向以及垂向载荷的16种组合工况进行分析,疲劳强度计算工况采用最大启动扭矩和最大制动扭矩中较大值进行考核,见表3、表4。

表3 静强度计算载荷工况

载荷 工况	电机短路 扭矩/(N·m)	纵向载荷	垂向载荷	横向载荷
1	8 000	+10g	+71g	+10g
2		-10g	+71g	+10g
3		+10g	+71g	-10g
4		-10g	+71g	-10g
5		+10g	-69g	+10g
6		-10g	-69g	+10g
7		+10g	-69g	-10g
8		-10g	-69g	-10g
9	-8 000	+10g	+71g	+10g
10		-10g	+71g	+10g
11		+10g	+71g	-10g
12		-10g	+71g	-10g
13		+10g	-69g	+10g
14		-10g	-69g	+10g
15		+10g	-69g	-10g
16		-10g	-69g	-10g

表4 疲劳强度计算载荷工况

载荷 工况	启动/制动 扭矩/(N·m)	纵向载荷	横向载荷	垂向载荷
1	1 630	+5g	+5g	+26g
2		-5g	+5g	+26g
3		+5g	-5g	+26g
4		-5g	-5g	+26g
5		+5g	+5g	-24g
6		-5g	+5g	-24g
7		+5g	-5g	-24g
8		-5g	-5g	-24g
9	-1 630	+5g	+5g	+26g
10		-5g	+5g	+26g
11		+5g	-5g	+26g
12		-5g	-5g	+26g
13		+5g	+5g	-24g
14		-5g	+5g	-24g
15		+5g	-5g	-24g
16		-5g	-5g	-24g

本文在 Ansys 平台上建立了齿轮箱体的有限元模型。上下齿轮箱体结构有限元模型见图 2。整个齿轮箱体强度分析的有限元模型由 306 645 个节点、1 399 886 个四节点四面体单元 Solid92、12 个 Beam 单元、2 个质量单元和 6 335 个接触对单元组成。

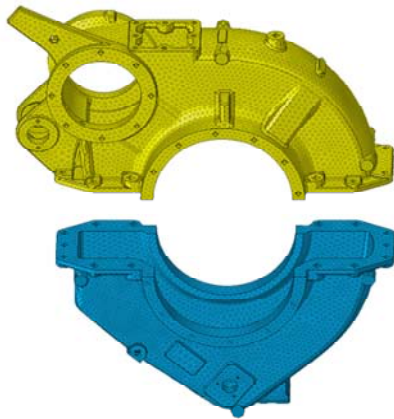


图 2 齿轮箱体结构有限元模型

为了准确模拟齿轮箱体在转向架运行过程中的受力状态,在齿轮箱体结构有限元模型中,齿轮箱体与端盖的结合面、滚动轴承与齿轮箱体和端盖的结合面、螺栓头部与齿轮箱体和端盖的结合面、齿轮轴与齿轮箱体的接触面均用接触对模拟,而简化模型的质量用质量单元进行模拟。

3 齿轮箱体静强度分析

3.1 静强度评定方法

齿轮箱体选用材料为球墨铸铁 QT400-18L,其机械性能如下:抗拉强度 σ_b 为 400 MPa;屈服强度 $\sigma_{0.2}$ 为 230 MPa;弹性模量 E 为 169 GPa;泊松比 μ 为 0.275;密度为 7.3 g/cm^3 。

根据 UIC 615-1: 2003,齿轮箱体结构在最大超常载荷作用下,其静强度条件为结构的最大 Von_Mises 应力不大于材料的弹性屈服极限,即:

$$\sigma_{\text{Von_Mises}} \leq \sigma_{0.2}$$

3.2 计算结果与分析

对表 3 中的 16 种工况分别进行计算。每种工况下齿轮箱体的最大 Von_Mises 应力和安全系数见表 5。在所有工况下,齿轮箱体在工况 4 时所产生的应力最大,为 196.68 MPa,应力最大值出现在上箱体齿面观察窗附近,其安全系数为 1.17,应力分布见图 3、图 4。各工况下的应力值均小于材料的弹性屈服极限 230 MPa,故箱体的静强度满足要求。

由表 5 中结果可知,齿轮箱体在不同载荷工况所产生的最大应力值不同,对应的位置也不同。在电机短路扭矩载荷不变的情况下,施加不同组合的载荷,对齿轮箱体的最大应力值有一定的影响。

表 5 不同工况齿轮箱体 Von_Mises 应力和安全系数

工况	应力/MPa	安全系数	工况	应力/MPa	安全系数
1	194.70	1.18	9	174.47	1.32
2	193.45	1.19	10	173.80	1.32
3	195.54	1.18	11	172.78	1.33
4	196.68	1.17	12	172.10	1.34
5	173.24	1.33	13	191.46	1.20
6	173.86	1.32	14	190.30	1.21
7	174.78	1.32	15	187.54	1.23
8	175.40	1.31	16	186.86	1.23

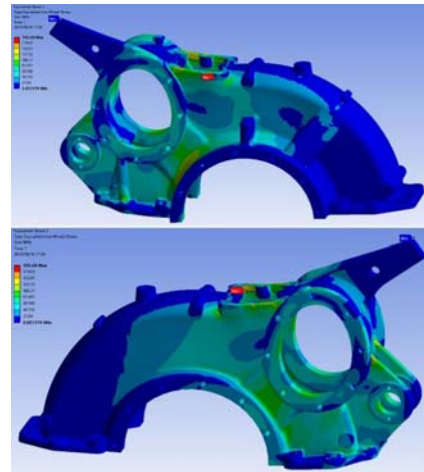


图 3 载荷工况 4 齿轮箱上箱体的 Von_Mises 应力分布

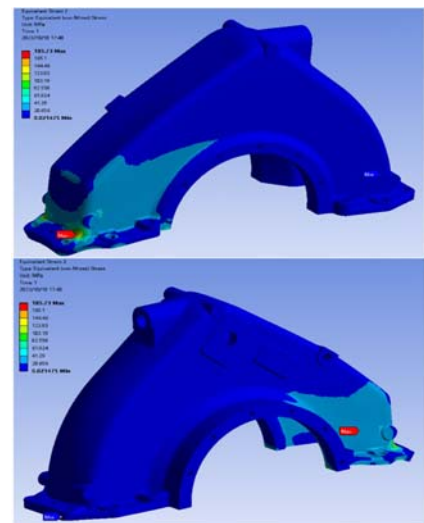


图 4 载荷工况 4 齿轮箱下箱体的 Von_Mises 应力分布

4 齿轮箱体疲劳强度分析

4.1 疲劳强度评定方法

本文根据 ERRI B12/RP17 所提供的疲劳强度分析方法,对齿轮箱体结构进行疲劳强度计算。在有限元分析中,每个节点的平均应力和应力幅的计算式为:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 \quad (1)$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 \quad (2)$$

式中: σ_{\max} 为节点应力循环的最大等效主应力; σ_{\min} 为节点应力循环的最小等效主应力。

用 ERRI B12/RP17 的投影法获得 σ_m 和 σ_a 的值,确定所有工况载荷下每个节点的应力幅值,用 Haigh 形式的 Goodman 疲劳曲线评定齿轮箱体的疲劳强度^[12]。

QT400-18L 的光滑试棒对称循环疲劳极限为 σ_{-1s} , 由于实际结构的几何尺寸与形状、表面粗糙度和质量等级与光滑试棒存在差异,其结构的疲劳极限与试棒的疲劳极限满足:

$$\sigma_{-1s} = \frac{\sigma_{-1}}{K_f} \varepsilon \beta C_L = \sigma_{-1k} \varepsilon \beta C_L \quad (3)$$

式中: K_f 为疲劳缺口系数; C_L 为载荷类型因子; ε 为尺寸系数; β 为表面状态系数; σ_{-1} 为光滑试棒的疲劳极限; σ_{-1k} 为缺口试棒的疲劳极限。

确定齿轮箱体材料的 Goodman 疲劳极限时,缺口试棒疲劳极限为 122 MPa, $C_L = 1.0$, $\varepsilon = 0.9$, $\beta = 0.8$, 则材料 Haigh 形式的 Goodman 疲劳曲线见图 5。

4.2 计算结果与分析

在表 4 给出的载荷工况下,齿轮箱体节点应

力幅与许用应力幅的比较见图 6。表 6 给出了齿轮箱体应力幅最大的 10 个节点的相关参数。从图 6 和表 6 可以看出,齿轮箱体应力幅值均小于其对应许用应力幅,最小安全系数为 2.25,出现在 259 940 节点处。疲劳评估结果表明,齿轮箱体的疲劳强度满足许用要求,说明齿轮箱体在设计寿命周期内,可承受牵引和制动工况下的扭矩载荷及线路激励产生的振动载荷,且不发生疲劳失效。

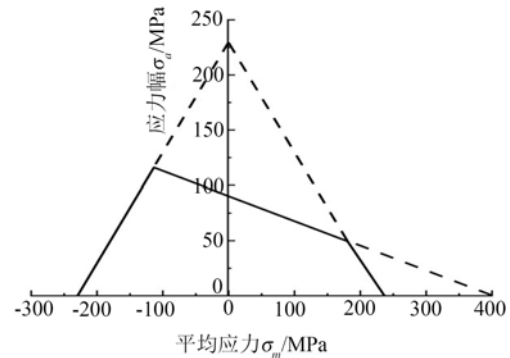


图 5 QT400-18L Haigh 形式的 Goodman 曲线

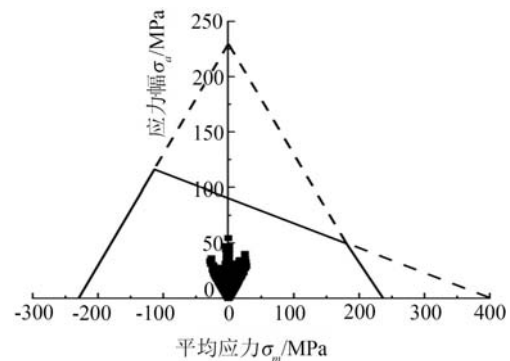


图 6 齿轮箱体节点的应力幅与许用应力幅比较

表 6 应力幅最大的 10 个节点的相关参数

节点号	最大应力/MPa	最小应力/MPa	平均应力/MPa	应力幅/MPa	疲劳极限/MPa	安全系数
259 940	-4.02	-54.62	-0.30	54.32	122	2.25
260 651	46.96	-47.50	-0.27	47.23	122	2.58
256 515	46.66	-47.18	-0.26	46.92	122	2.60
301 535	47.59	-45.67	0.96	46.63	122	2.62
306 506	43.31	-50.92	-3.80	47.12	122	2.59
219 837	46.16	-46.66	-0.25	46.41	122	2.63
301 534	46.91	-44.70	1.11	45.80	122	2.66
306 459	42.42	-49.89	-3.73	46.15	122	2.64
219 097	44.03	-43.76	0.14	43.89	122	2.78
12 125	65.29	-14.85	25.22	40.07	122	3.04

5 结论

本文对轴悬式齿轮箱体的16种载荷工况进行了静强度和疲劳强度分析,分析结果如下:

(1) 在静强度载荷工况下,当短路扭矩为 $8\ 000\ \text{N}\cdot\text{m}$ 时,对齿轮箱体的局部应力进行校核验证。齿轮箱体的最大应力($196.68\ \text{MPa}$)出现在齿轮箱上箱体齿面观察窗附近,其最小安全系数为1.17,静强度满足许用要求。

(2) 在复杂运行载荷工况下,应力幅值均小于其对应许用应力幅,齿轮箱体的疲劳强度满足许用要求。

(3) 疲劳强度评估结果表明,齿轮箱体在设计寿命周期内,可同时承受牵引/制动工况下的扭矩载荷及电机短路扭矩工况产生的振动载荷,且不发生疲劳失效。

参考文献:

- [1]王锋. 打造性能更优新一代CR450高速动车组助推中国高铁事业“十四五”更大发展[J]. 城市轨道交通研究, 2022, 25(2): 144-145.
- [2]朱海燕,朱志和,肖乾,等. 高速列车齿轮箱疲劳可靠性及故障诊断研究现状[J]. 华东交通大学学报, 2021, 38(1): 113-121.
- [3]QIN Z, WU Y T, LYU S K. A review of recent advances in design optimization of gearbox[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2018, 19(11): 1753-1762.

- [4]刘建亮,范乃则,田华军,等. 基于Workbench高速动车组用驱动齿轮箱体强度分析[J]. 机械传动, 2017, 41(2): 77-82.
- [5]WEIS P, KUČERAL, PECHÁČP, et al. Modal analysis of gearbox housing with applied load [J]. Procedia Engineering, 2017, 192: 953-958.
- [6]刘杰,刘世军,郭燧,等. 基于有限元的高铁齿轮箱箱体载荷计算与结构分析[J]. 机械传动, 2016, 40(2): 77-81.
- [7]蒲全卫,周建斌,申长宏,等. A型地铁车辆ZMA080型转向架齿轮箱研发[J]. 电力机车与城轨车辆, 2011, 34(4): 12-14.
- [8]LI R F, YANG C Y, LIN T J, et al. Finite element simulation of the dynamical behavior of a speed-increase gearbox[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2004, 150(1): 170-174.
- [9]JING L, WANG K Y, ZHAI W M. Impact vibration behavior of railway vehicles: a state-of-the-art overview [J]. Acta Mechanica Sinica, 2021, 37(8): 1193-1221.
- [10]赵春青,杨建伟,王贺玺. 地铁齿轮箱吊座强度分析与疲劳寿命预测[J]. 北京建筑大学学报, 2015, 31(3): 60-64.
- [11]Railway applications—wheelsets and bogies—method of specifying the structural requirements of bogie frames: BS EN 13749: 2021 [S]. London: British Standards Institution, 2021.
- [12]王德俊. 疲劳强度设计理论与方法[M]. 沈阳: 东北大学出版社, 1991.

Strength Analysis of High-Speed Gearbox Based on Complex Vibration Load

YIN Xiaoliang¹, FAN Jun¹, YANG Jiyou¹, CAO Lei¹, WANG Mingmeng¹,
ZHAO Xiaodan¹, ZENG Ying², ZHANG Yingbo²

(1. CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., Changchun 130062, China; 2. Key Laboratory of Advanced Technologies of Materials Ministry of Education, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: Due to the current situation where research on high-speed gearbox only considers motor torque load or simplified vibration conditions. In this paper, a domestic high-speed gearbox was studied. Through the analysis of the load condition of axle suspended gearbox, the load cases are determined for strength calculation of gearbox based on vibration load. By using finite element software, the strength analysis for the box body of certain rail gearbox is analyzed, and the results are evaluated according to the relevant railway standards. The results indicate that the gearbox can withstand both the torque load under traction/braking conditions and the vibration load generated by line excitation during the designed life cycle. The stress amplitude is smaller than the promised stress amplitude. Thus, the fatigue strength of the box meets the allowable requirements. In this study, all working conditions were calculated during the strength analysis of the gearbox, which ensured the reliability of the gearbox design and provided a method for the strength analysis and evaluation of the gearbox of urban rail and high-speed rail.

Keywords: rail vehicle; gearbox; strength safety analysis; vibration load; finite element analysis