

CRH5 动车组齿轮传动比优化及其性能验证

郑恒亮 董志岩

(中车长春轨道客车股份有限公司,130062,长春//第一作者,高级工程师)

摘要 在半磨耗或全磨耗轮下,CRH5 型车存在万向轴和牵引电机转速超过额定值、齿轮箱齿轮超速超载等安全隐患问题。优化齿轮传动比设计是解决此问题的重要突破点,但研制进程中缺少齿轮比改进后传动系统性能验证的试验方案。从传动系统机械部分和牵引制动特性两方面,对传动比优化前后性能的验证方案和手段展开了研究。分析了传动比改进后对传动系统机械部分和牵引制动及传动特性的影响,设计并完成了传动系统改进前的理论计算分析,组织并实施了牵引制动及传动系统性能分析实验,优化了与传动比相关的列车整车逻辑及参数。传动系统地面联调模拟试验表明,改进传动比后,万向轴和牵引电机转速、齿轮箱转速、牵引特性和电制动特性完全符合运行速度下的设计要求。

关键词 动车组; 齿轮传动比; 安全运行

中图分类号 U266.24

DOI:10.16037/j.1007-869x.2019.01.016

Verification of the Optimized EMU Gear Transmission Ratio and the Performance

ZHENG Hengliang, DONG Zhiyan

Abstract In conditions of wheel semi-wear or full wear, hidden danger problems in CRH5 will occur, such as the over-speed and overload of the universal shaft, the traction motor and the gears in gearbox. The optimum gear ratio design is an important breakthrough to solve these problems, but in the process of development, the lack of verification test for the performance of improved transmission system with the changed gear ratio remains a problem. In this paper, a verification scheme and method for the performance of the transmission ratio before and after the optimization is studied from aspects of the mechanical part, the traction braking part and the transmission characteristics. The theoretical calculation and analysis of transmission system before the improvement is completed, the performance analysis experiment of traction braking and transmission systems is organized and implemented, the logic program and parameters of the whole train related to transmission ratio is optimized. The simulation results show that the gearbox speed, the traction and electric braking characteristics of the universal shaft and traction motor all agree well with the

requirements of designed running speed.

Key words EMU; gear transmission ratio; safe operation

Author's address CRRC Changchun Railway Vehicles Co., Ltd., 130062, Changchun China

CRH5 型动车组齿轮传动比采用了已有设计经验,其车轮及电机仍采用已有列车的设计值。虽满足了 250 km/h 运行速度的目标,但列车在运行一段时间后,其车轮直径将会变小。在列车以 250 km/h 速度运行时,其车轮将会处于共振区间,其万向轴和牵引电机转速会超过额定值,其齿轮箱齿轮会超速超载,存在安全隐患,不能有效保证车轮在全寿命周期内安全运行。齿轮传动比合理化改进设计是解决此问题的重要突破点。

齿轮传动比改进设计将会对列车牵引、制动的特性,以及列车防空转、防滑控制产生严重影响^[1-2],还会影响车轮变速及电机结构参数^[3]。在齿轮传动比改进设计完成后,对列车牵引制动特性的分析。可通过仿真分析和试验测试来实现^[1,4-5]。仿真分析的优点是成本低,但结果可能与实际存在较大出入。试验测试方式虽成本高,但其结果更能反映实际情况。因此,本文采用理论计算和试验相结合的方法,在齿轮传动比改进后,对传动机械系统和牵引制动特性的性能验证展开研究,验证齿轮传动比改进后的万向轴和牵引电机转速、齿轮箱转速等指标符合设计要求。

1 传动系统机械特性的仿真分析及试验测试

1.1 新齿轮装配问题分析

齿轮传动比改进设计后,需对新旧齿轮外部接口尺寸及外形参数进行分析。新旧小齿轮与齿轮箱体的接口尺寸完全相同,并且配合处的尺寸公差及形位公差也相同。新旧大齿轮与车轴接口完全相同。对于小齿轮来说,新齿轮的节圆大端直径和

大端齿顶圆直径均比旧齿轮的小一些。对于大齿轮来说,新齿轮的节圆大端直径和大端齿顶圆直径均比旧齿轮的大一些。新旧齿轮参数及外形尺寸对比详见表 1。

表 1 新旧齿轮参数及外形尺寸

齿轮	齿数	模数	节圆大端 直径/mm	啮合齿 轮齿数	DIN 3965 中 齿的允许偏差	齿宽度/ mm	啮合线 倾角	大端齿顶圆 直径/mm	
新齿轮	小齿轮	22	9.2	202.4	55	QUAL. 6	82	21°48′	221.04
	大齿轮	55	9.2	506.0	22	QUAL. 6	82	68°12′	508.00
旧齿轮	小齿轮	27	8.1	218.7	60	QUAL. 6	79	24°14′	234.82
	大齿轮	60	8.1	486.0	27	QUAL. 6	79	65°46′	489.26

1.2 万向轴转速匹配分析

万向轴最高运用转速为 3 600 r/min,有

$$n = \frac{100 \, v \tau}{6 \, \pi D} \tag{1}$$

式中:

n ——万向轴转速,r/min;

D ——轮径,m;

v ——列车速度,km/h;

τ ——传动比。

计算得到传动比改进后的万向轴最高转速有效性。计算结果如表 2 所示。

表 2 万向轴改进前后转速

项目	运行速度/(km/h)	轮径/m	齿数比	转数/(r/min)	与额定值比较
改进前	250	0.89(新轮)	2.50	3 727	一定时间内允许
	250	0.85(半磨耗轮)	2.50	3 903	超过限值
	250	0.81(全磨耗轮)	2.50	4 096	超过限值
	275	0.89(新轮)	2.50	4 100	超过限值
改进后	250	0.89(新轮)	2.22	3 310	满足额定值要求
	250	0.85(半磨耗轮)	2.22	3 466	满足额定值要求
	250	0.81(全磨耗轮)	2.22	3 637	一定时间内允许
	275	0.89(新轮)	2.22	3 641	一定时间内允许

通过以上理论计算结果可知,当列车运行速度为 250 km/h 时,齿轮传动比改进前的列车半磨轮和全磨轮万向轴转速超过额定转速,改进后的列车全磨轮和半磨轮时万向轴转速均符合额定速度要求。由此可知,改进齿轮传动比后,列车全磨轮和半磨轮的万向轴转速均满足额定速度要求。

1.3 传动系统的力学特性分析

改进齿轮传动比后,采用理论公式验算齿轮传动比为 2.2 时的传动系统的静力学特性。传动系统参数见表 3。

采用等效力矩理论模型,计算牵引齿轮传动强度及齿面抗胶合能力。根据 ISO 6336-6—2006 标准,等效力矩计算模型核心公式为:

表 3 传动系统参数

工况	列车运行速度/(km/h)	电机转矩/(Nm)	电机转速/(r/min)	电机功率/kW	占运行时间比例/%
一	73	5 320	1 012	564	5
二	160	2 430	2 217	564	50
三	200	1 944	2 771	564	15
四	250	1 555	3 464	564	30

$$T_{eq} = \left(\frac{N_{L1} T_1^p + N_{L2} T_2^p + N_{L3} T_3^p + N_{L4} T_4^p}{N_{L1} + N_{L2} + N_{L3} + N_{L4}} \right)^{1/p} \tag{2}$$

式中:

T_{eq} ——等效力矩;

N_{Li} ——第 i 种工况下的应力循环次数, $i=1,2,3,4$;

$N_{Li}=60 \, n_i \cdot \alpha_i \cdot t$,其中, n_i 为运行工况 i 下的电机转速,r/min; α_i 为运行工况 i 占运行总时间百分比, t 为运行总时间;

p ——安全系数,计算齿轮接触疲劳强度时取 6.610,计算齿轮弯曲疲劳强度时取 8.738。

由式(2)可知:计算齿轮接触疲劳强度时; $T_{eq}=2\,987.754\text{ Nm}$,电机等效转速 $n_{eq}=1\,802.759\text{ r/min}$;计算齿轮弯曲疲劳强度时, $T_{eq}=3\,396.876\text{ Nm}$, $n_{eq}=1\,585.633\text{ r/min}$ 。

取新轮直径为 890 mm,半磨耗轮直径为 850 mm,最大磨耗轮直径为 810 mm,计算齿轮接触疲劳强度时等效力矩系数为 1.31,计算齿轮弯曲疲劳强度时等效力矩系数为 1.27,则大小齿轮的静力学计算结果如表 4~6 所示。

由计算结果分析可知:

(1)通过改变大小齿轮的齿数、模数以及齿宽等基本参数,算得的齿轮端面重合度、纵向重合度及总重合度均略有提高,有利于降低接触强度计算时的齿间载荷分配系数,但同时也减少了齿宽中点处的接触线长度。

表 4 小齿轮和大齿轮啮合时的接触疲劳强度计算结果

计算条件	接触应力/MPa	接触疲劳极限/MPa		许用接触应力/MPa		安全系数 (最小安全系数 1.0)	
		主动轮	从动轮	主动轮	从动轮	主动轮	从动轮
按接触等效力矩	923.763	1 500	1 500	1 173.0	1 187.70	1.27	1.29
按弯曲等效力矩	962.613	1 500	1 500	1 173.0	1 187.70	1.15	1.17

表 5 小齿轮和大齿轮啮合时弯曲疲劳强度计算结果

计算条件	齿根危险断面弯曲应力/MPa		许用弯曲应力/MPa		安全系数(最小安全系数 1.0)	
	主动轮	从动轮	主动轮	从动轮	主动轮	从动轮
按接触等效力矩	493.640	492.660	822.545	829.295	1.67	1.68
按弯曲等效力矩	536.033	534.970	822.545	829.295	1.53	1.55

表 6 小齿轮和大齿轮啮合时的齿面胶合能力计算结果

计算条件	积分温度/(°C)	胶合积分温度/(°C)	计算安全系数	最小安全系数
按接触等效力矩	124.416	277.128	2.23	2.00
按弯曲等效力矩	125.812	277.128	2.20	2.00

(2) 载荷分配系数的降低使得齿面计算接触应力减小,而齿宽中点的接触线长度的减少却使得齿面计算接触应力增大。

(3) 两种因素共同作用下,接触应力的计算值略有降低,齿面接触疲劳强度的计算安全系数略微增大。

2 传动系统地面联调模拟试验

在完成传动机械系统新齿轮装配和传动系统特性的理论计算及试验后,需在装车前验证改进齿轮传动比后的 TCU(自动变速箱控制单元)、牵引电机和网络联调配套测试。传动系统地面联调模拟试验,优化 TCU 的软件逻辑设计,进行牵引、制动曲线验证及电机性能测试,并检查防滑防空转控制是否存在误动作 TCU 控制策略等,从而分析牵引和制动系统特性的变化,降低装车调试和交车试运行试验线路运行验证的风险,保证齿轮传动比改进后传动系统在装车后具有良好的牵引、制动特性,以及列车防滑防护的能力。

2.1 TCU 软件优化

为了保证地面联调模拟试验的顺利展开,需要对列车牵引控制软硬件的参数进行优化调整。

(1) 修改 TCU 软件中最大牵引、制动力限制参数,并分别按 2.22 及 2.5 的比例缩小,从而改变列车的牵引、制动特性曲线,保证电机牵引、制动特性曲线不变,防止牵引控制系统的防滑防空转误动作。

(2) 修改电机或拖轴速度传感器输入值,使两组速度数据保持一致。如电机真实转速与 TCU 计算转速不一致,则电机矢量控制会出现问题情况。

(3) 减小拖轴速度传感器输入值后,TCU 软件的列车计算速度小于真实车速。因此,必须修改与车速相关参数,使得 TCU 软件与车速相关的控制逻辑(如电制动投入或切除等)在原来设定的速度点触发。

(4) 将 TCU 软件发送给网络的车速放大还原为真实车速。

根据理论计算和试验测试,在 MATLAB/Simulink 环境下,修改 TCU 软件调用的参数文件中的部分参数,设定合理的门限值。门限值设置见图 1。

2.2 牵引特性分析试验

在牵引试验台和半实物仿真试验台,进行牵引特性分析联调配套试验测试。其中,TCU 软件导入了车载运行软件和必要列车环境。在牵引及制动阶段,TCU 软件按列车不同速度,通过 MVB(多功能车辆总线)读取牵引及制动力、电机转速、电机输出转矩、电机输出功率、加速度,并绘制牵引及制动特性、电机外特性、加速度,传动比改进前后列车牵引特性变化曲线(如图 2~3 所示)。

在齿轮传动比改为 2.22 后,列车最大牵引力由 302 kN 降到 268.4 kN,由恒转矩过渡到恒功的速度拐点变为 74 km/h,速度由 0 升到 74 km/h 时的平均加速度为 0.505 m/s²,速度为 250 km/h 时的剩余加速度为 0.042 m/s²,完全满足技术条件。改进前后的电机牵引特性参数如表 7 所示。

2.3 电制动特性试验

列车电制动特性等的测试试验布置和流程与牵引特性试验一致。改进前后的电制动特性曲线如图 4~5 所示。

改变齿轮箱传动比前后的列车电机制动特性参数如表 8 所示。

3 结语

本文从传动比改进前后,验证传动系统机械部分和牵引制动特性的方案和手段展开了研究。采

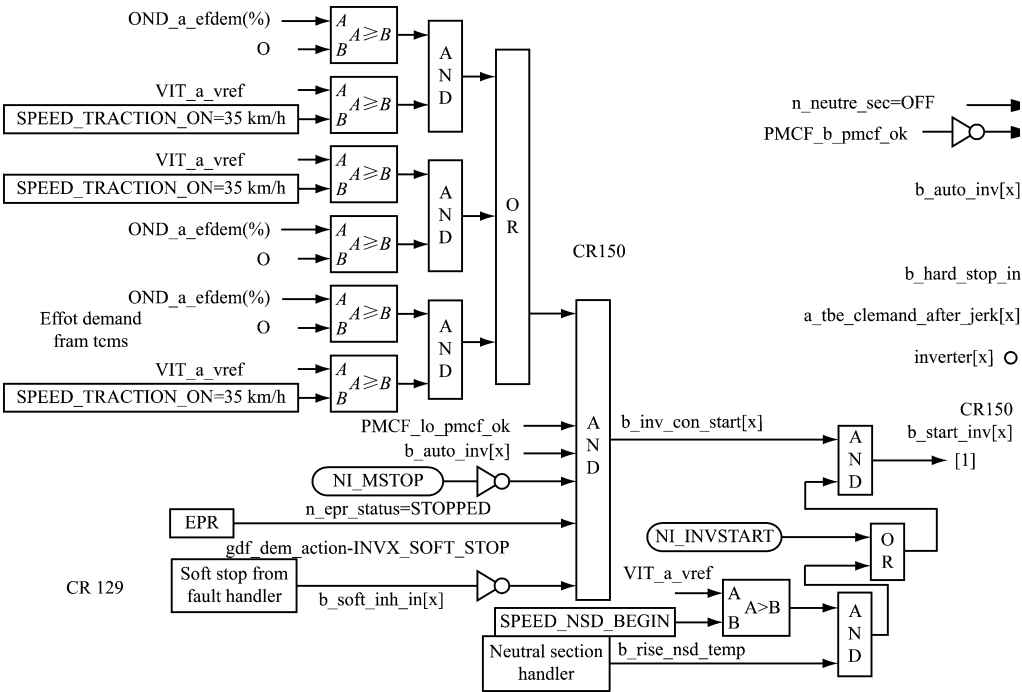


图 1 电制动投入或切除的控制逻辑

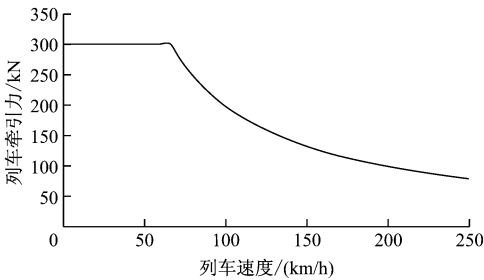


图 2 改进前牵引曲线

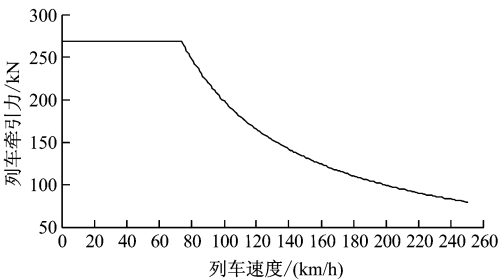


图 3 改进后牵引曲线

表 7 改进前后电机牵引特性参数

项目	传动比 1:2.5	传动比 1:2.22
恒转矩值/(Nm)	5 265.64	5 265.64
列车恒牵引力值/(kN)	302	268
进入恒功区列车速度点/(km/h)	66	74
进入恒功区电机转速/(r/min)	1 022.99	1 022.99
列车恒功值/kW	5 500	5 500

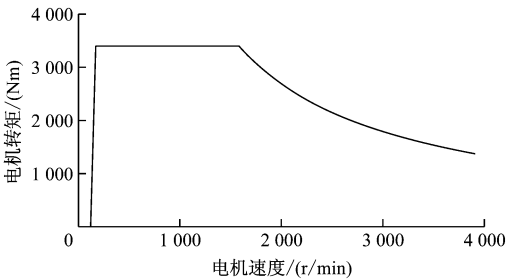


图 4 改进前电机制动曲线

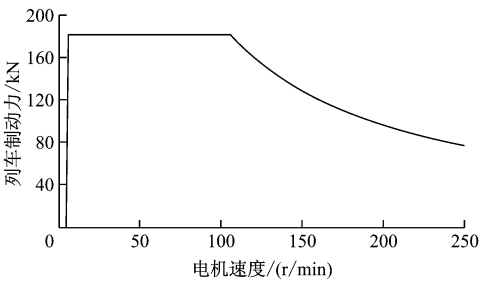


图 5 改进后电机制动曲线

表 8 改进前后电机制动特性参数

项目	传动比为 1:2.5	传动比为 1:2.22
恒转矩值/(Nm)	3 397.8	3 397.8
列车恒制动力值/kN	205	182
进入恒功区列车速度点/(km/h)	102	114.87
进入恒功区电机转速/(r/min)	1 585.39	1 585.39
电制动投入时的列车速度/(km/h)	35	35
电制动切除时的列车速度/(km/h)	5	5
电制动投入时的电机转速/(r/min)	600.74	533.46
电制动切除时的电机转速/(r/min)	85.82	76.21
列车恒功值/kW	5 785.7	5 785.7

用理论计算和试验相结合的方式,完成了改进后传

驶模式并未因此要求站台门进行安全性等级认证。

据了解,国内已通过 SIL2 级认证的站台门供应商不多。目前,国内已开通全自动驾驶的上海轨道交通 10 号线和北京燕房线在实施时,虽未将 SIL 认证作为投标资质,但均将其作为了产品交付的条件。根据运营部门的反馈,在实际运营中站台门系统的可靠性尤为重要,在后续线路招标中甚至有将站台门系统集成至信号系统的提议。

全自动运行模式下,没有司机判断站台门与车门之间是否夹人。因此必须安装激光、红外及光幕等主动探测装置,并纳入安全回路。但探测装置的误报势必会影响发车运营。此时,对探测装置进行 SIL 认证是非常有必要的。而站台门系统发出的“门关闭且锁紧”信息直接影响到列车能否发车,而且也出现过站台门信号闪断逼停列车事故。因此,建议对站台门系统进行 SIL2 级认证,并建议采用安全协议。

4 结语

全自动运行模式下,站台门系统增加了与列车的“对位隔离”等新功能,并将主动探测的防夹人检测系统纳入安全回路。站台门应相应完善与相关专业系统的配合,并通过 RAMS 管理及 SIL 认证提高产品的各项性能,以满足全自动运行的需求。

参考文献

- [1] CENELEC. Automated Urban Guided Transport-Safety requirements; BS EN 62267—2009[S]. London: BSI, 2009.
- [2] CENELEC. Railway applications-Urban guided transport management and command/control systems-Part 2: Functional requirements specification; IEC 62290-2:2011, EN 62290-2—2011[S]. London: BSI, 2011.
- [3] 中华人民共和国住房和城乡建设部. 城市轨道交通站台屏蔽门系统技术规范; CJJ 183—2012[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2012.
- [4] CENELEC. Railway applications—The specification and demonstration of Reliability, Availability, Maintainability and Safety (RAMS); BS EN 50126:1999[S]. London: BSI, 1999.
- [5] CENELEC. Railway applications—Communication signaling and processing systems—Software for railway control and protection systems; BS EN 50128: 2011[S]. London: BSI, 2011.
- [6] CENELEC. Railway applications—Communication signaling and processing systems—Safety related electronic systems for signaling; BS EN 50129: 2003[S]. London: BSI, 2003.
- [7] 肖衍, 苏立勇. 轨道交通全自动驾驶系统集成技术研究[J]. 中国铁路, 2015(5): 109.
- [8] 张艳兵, 王道敏, 肖衍. 城市轨道交通全自动驾驶的发展与思考[J]. 铁道运输与经济, 2015(9): 70.
- [9] 唐涛, 燕飞, 郜春海. 轨道交通信号系统安全评估与认证体系研究[J]. 都市快轨交通, 2004(1): 28.

(收稿日期: 2017-08-21)

(上接第 78 页)

动系统新齿轮装配问题、万向轴转速匹配的理论测算和分析。设计并实施了传动系统的整车滚振试验。试验结果表明,改进后传动比万向轴和牵引电机转速、齿轮箱转速完全符合 250 km/h 运行速度设计要求。在牵引和制动的电气特性方面,采用地面联调模拟试验的验证手段,分析了牵引制动及传动特性变化。确定并完善了 TCU 控制逻辑中与车速相关参数。最后将改进传动比、优化的 TCU 软件参数及逻辑成功应用于 CRH5 型车的生产和运营,保证了 CRH5 型车在全寿命周期下安全运行 250 km/h 的设计要求,为 CRH5 型车安全平稳运行提供了重要技术保证和支持。

参考文献

- [1] 李枫. 高速动车组转向架齿轮传动系统的仿真分析与试验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2015.
- [2] 筐倉実, 彭惠民. 平行万向联轴节式齿轮传动装置的振动辐射噪声分析[J]. 国外铁道车辆, 2015(4): 23.
- [3] 张川宝, 汤钰鹏. 齿轮传动比对动车组牵引特性的影响[J]. 大连交通大学学报, 2011(4): 79.
- [4] 邓晓宇. 高速列车齿轮传动系统动态特性仿真与评价方法研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2016.
- [5] 高小平. 高速动车齿轮箱产品开发中的计算仿真应用[J]. 轨道交通装备与技术, 2015(5): 1.

(收稿日期: 2017-05-12)