

ISSN 1009-4687

CN 11-4493/TH

中国兵工学会

CHELIANG YU DONGLI JISHU

车辆与动力技术

VEHICLE & POWER
TECHNOLOGY

ISSN 1009-4687



12

9 771009 468245

2024 4

总第176期

目 次

· 性能研究 ·

履带车辆行驶系统功耗研究 张利杰 谭洪伟 隋嘉政 冯占宗 阴运宝 龙振新 秦博男 (1)

直冷板后增设节流装置的影响研究 宋思莹 宋孝忠 陈 冲 (10)

基于数字孪生的永磁同步电机热模型标定研究 孙浩天 沈鉴彪 周新武 (13)

基于 MATLAB 的纯电动商用车能耗仿真 张 启 (22)

· 试验研究 ·

轮式特种车辆传动系统可靠性台架试验加载研究 王庆峰 张喜明 毕研宝 白岩 王明成 (27)

基于 2024 版 C - NCAP 正面 100% 重叠刚性壁障碰撞的 Q3 假人伤害分析.....
..... 徐 哲 高冠宇 刘灿灿 (32)

· 可靠性研究 ·

油气弹簧连接销子及球支座疲劳寿命影响因素研究 ... 张 旭 张春生 赵韬硕 吴玉峰 袁 野 (37)

· 设计与计算 ·

内啮合多齿接触齿轮设计与加工技术研究 唐 沛 王 乐 贾 爽 毛 润 (46)

基于 SLM 技术的悬架装置横臂快速试制工艺方法的研究
..... 赵孟颖 卫鹏翼 吕志鸿 王 巍 赵 松 刘 博 (52)

基于 STM32 的可双向操作数据存储模块设计 刘慧丰 万 丽 张建宇 (57)

2024 年总目录 (63)

文章编号: 1009-4687(2024)04-0001-09

履带车辆行驶系统功耗研究

张利杰, 谭洪伟, 隋嘉政, 冯占宗, 阴运宝, 龙振新, 秦博男
(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

摘要: 在高速履带车辆机动性发展背景下, 针对当前履带车辆行驶系统功率传递功耗低、功率损耗机理不清、现有理论方法不适用等问题, 通过开展高速履带车辆行驶系统功率损耗模型内容研究, 探明行驶系统功率损耗机理, 揭示高速、强载条件下功率损耗影响因素, 进一步建立行驶系统功耗多维(速度、载荷等)分析计算模型, 并进行了功耗模型试验验证, 结果表明预估误差小于10%。本研究实现了履带车辆行驶系统功耗由经验数据估算向解析模型计算转变, 进一步夯实履带车辆工程理论基础, 促进履带车辆总体技术不断发展。

关键词: 履带车辆; 行驶系统; 功率损耗; 计算模型

中图分类号: TJ811

文献标识码: A

Research on Power Consumption of Tracked Vehicle Driving System

ZHANG Lijie, TAN Hongwei, SUI Jiazheng, FENG Zhanzong,
YIN Yunbao, LONG Zhenxin, QIN Bonan
(China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: In the context of the development of high-speed tracked vehicle mobility, in response to the current problems of low power transmission power consumption, unclear power loss mechanism, and inapplicability of existing theoretical methods in the tracked vehicle driving system, this paper conducted research on the power loss model of the high-speed tracked vehicle driving system, explored the power loss mechanism of the driving system, and revealed the influencing factors of power loss under high-speed and heavy load conditions. A multidimensional analysis and calculation model of power consumption of the driving system (speed, load, etc.) was further established, and a power consumption model experiment was conducted for verification. The results show that the estimated error is less than 10%. This study has achieved a transformation of the power consumption of tracked vehicle driving systems from empirical data estimation to analytical model calculation, further consolidating the theoretical foundation of tracked vehicle engineering and promoting the continuous development of overall tracked vehicle technology.

Key words: Tracked vehicle; Driving system; Power consumption; Computational model

履带行驶系统具有对地压力低、牵引力大的特点, 有利于装甲车辆克服战场障碍, 提高突击能力, 因而应用广泛^[1]。

但同时履带车辆行驶系统结构复杂^[2-5], 力学问题主要牵扯到非线性特性和摩擦、接触碰撞现象, 力学特性复杂; 行驶系统零部件多, 多数零部件间存在相对运动, 摩擦副的种类大致包括金属对

金属, 金属对非金属(多为橡胶), 非金属对非金属(也多为橡胶); 加上非摩擦副环节, 使得行驶系统功率损耗的机理复杂, 影响因素众多, 并且传动功耗低, 是推进系统中功率损耗最大的系统^[2], 是制约高速履带车辆发展的一个重要因素, 是我国履带车辆落后国外同代履带车辆的一个重要方面, 迫切需要对其降耗增效。

要提高履带车辆功率利用率、降低行驶系统功率损耗,首先必须准确掌握履带车辆行驶系统的功耗与各部件功率损耗机理及所占份额研究各部件的运动对系统功耗及功率传递的影响规律,为履带行驶系统低功耗结构设计提供依据,改变凭经验估算、试错的设计模式,填补在履带行驶系统功率损耗分析与计算方法等基础理论上的空白,逐步形成正向工程设计方法,指导新产品、新技术的创新,为整车动力匹配提供依据。

本研究以高速履带车辆行驶系统为对象,通过开展高速履带车辆行驶系统功率损耗模型内容研究,探明行驶系统功率损耗机理,揭示高速、强载条件下功率损耗影响因素,进一步建立行驶系统功耗多维(速度、载荷等)分析计算模型,并进行了功耗模型试验验证,结果表明预估误差小于10%。本研究实现了履带车辆行驶系统功耗由经验数据估算向解析模型计算转变,进一步夯实履带车辆工程理论基础,促进履带车辆总体技术不断发展。

1 履带车辆行驶系统组成

履带车辆行驶系统的功能主要有:1)承载车体、动力系统、传动系统等车辆部件的重量;2)将传动装置传递过来的扭矩转化为地面附着牵引力,实现车辆的直行、转向、倒车、制动等行驶功能;3)传递、承受、缓和作用于行驶机构上的各种振动、冲击载荷,保障车辆行驶的平顺性和安全性;4)对于装甲车辆,行驶系统还必须为上装武器系统提供相对稳定的机动支撑平台,并承受车载武器发射时的动载荷,是实现履带车辆火力性能的重要保障。履带车辆行驶系统主要由履带、主动轮、负重轮、诱导轮、托带轮和悬挂减振装置等部件构成,如图1所示。

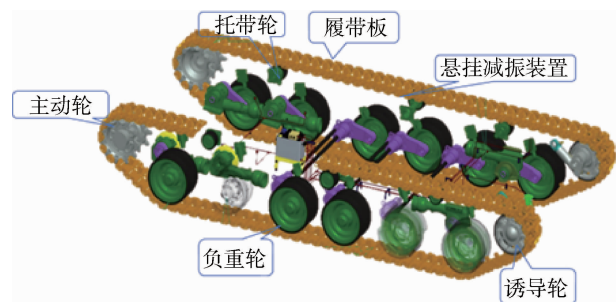


图1 履带行驶系统组成

2 履带车辆行驶系统功耗计算

2.1 履带车辆行驶系统功耗分布

履带车辆一般都在恶劣路面行驶,环境因素复杂,履带行驶装置受力复杂,特别是履带,因路面冲击和主动轮的驱动作用,同时受到拉伸、扭转、横向力、主动轮啮合、诱导齿摩擦、履带自身振动等众多因素影响^[4-7],要分析计算或是测试履带行驶装置所有工况下的功率损耗是不现实的。

然而,履带在平直路面上匀速直线行驶工况下的功率损耗具有现实意义:车辆最高速度是评价车辆机动性能的一项重要指标,而最高速度一般是在平直的道路,测试车辆所能获得的最大直线匀速行驶速度。因此,本研究将车辆匀速直线行驶作为研究工况。

由传动装置传递到行动的功率,一部分消耗在行驶系统克服外部阻力上,还有一部分消耗在悬挂系统和行驶装置部件上。其中,外部功率损耗主要包括地面变形阻力功率损失、空气阻力功率损失和转向阻力功率损失等,用于克服外部阻力使得整车获得机动性能,是必要的消耗,被称为有效使用功率;悬挂系统中的功率消耗是为了使车辆获得好的平顺性,也是必不可少的;而消耗在行驶装置中的功率最终变成无效生热,称为无效使用功率。本研究主要针对履带行驶装置内部的功率消耗开展。

车辆直线稳定行驶时,传递到履带车辆行驶装置上的功率主要消耗在履带销耳挂胶扭转滞回、负重轮的滚动阻力、主动轮与履带的啮合、导向齿与各轮间的碰撞、负重轮和主动轮撞击与地面间的拍击等方面,如图2所示。本研究主要分析这几方面功率损耗的机理与影响因素。

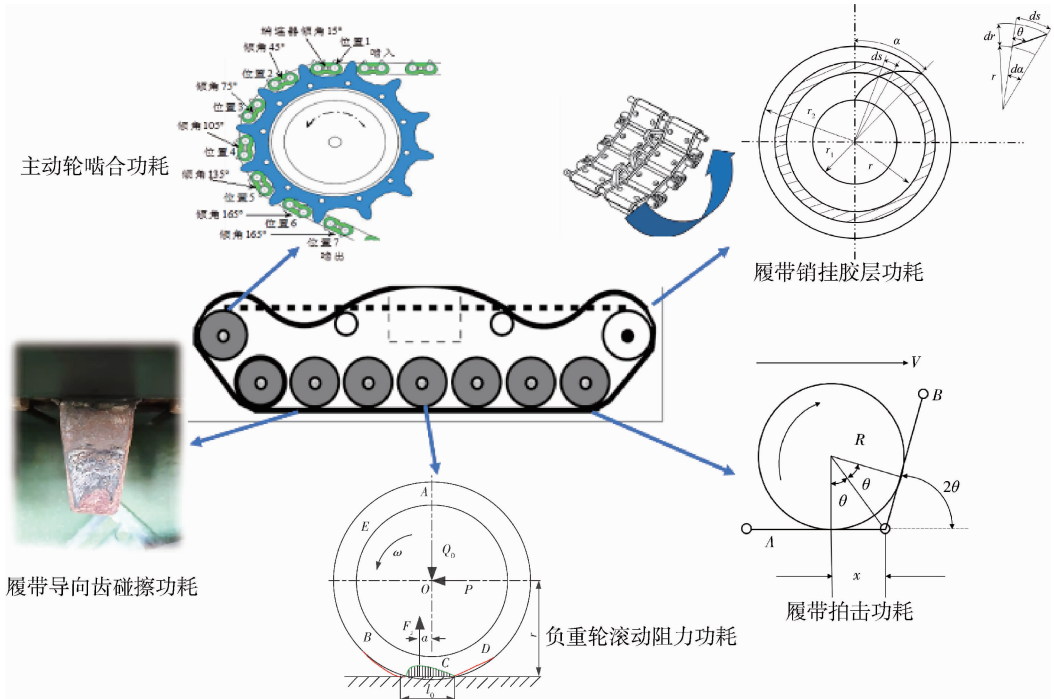


图2 履带行驶系统功耗分布

2.2 履带车辆行驶系统各部分功耗计算

2.2.1 主动轮啮合功耗计算模型

双销履带在啮合过程中啮合功耗 P_{nh} 包括两部分^[8]，一部分为端连接器前端弧面与前一齿背圆弧间相对旋转功耗 P_{nh1} ，另一部分为端连接器后端弧面与啮合齿间滑摩功耗 P_{nh2} 其中，滑摩功耗为主要部分，单销履带只存在这一部分。

1) 正压力模型

稳定啮合后，端连接器弧面与主动轮齿面之间相互作用力如图3所示，端连接器在相应齿形上保持力、力矩平衡。

现取一对啮合副 i 作为研究对象，链销 i 上 T_{pi} 为紧边方向履带拉力， T_{ci} 为松边方向上的履带拉力， N_i 为齿圈对端连接器的法向反力， μN_i 为端连接器与齿面间的摩擦力， μ 为摩擦系数， α 为齿间分度角，与齿数 z 有关， $\alpha = \frac{2\pi}{z}$ ， θ 为压力角，其定义为：啮合点的法线与传力的相邻链销中心连线的夹角

稳定啮合时，得到齿圈对端连接器的法向反力与履带紧边拉力之间的关系为

$$N_i = T_{pi} \frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha + \theta) + \mu\cos(\alpha + \theta)}, \quad (2)$$

式中：履带张紧力 $T_{pi} = \frac{T}{2} + T_0 + 0.75qv^2$ ；履带预紧力取 $T_0 = 0.1G$ ；牵引力 $T = 0.02G$ ； q 为

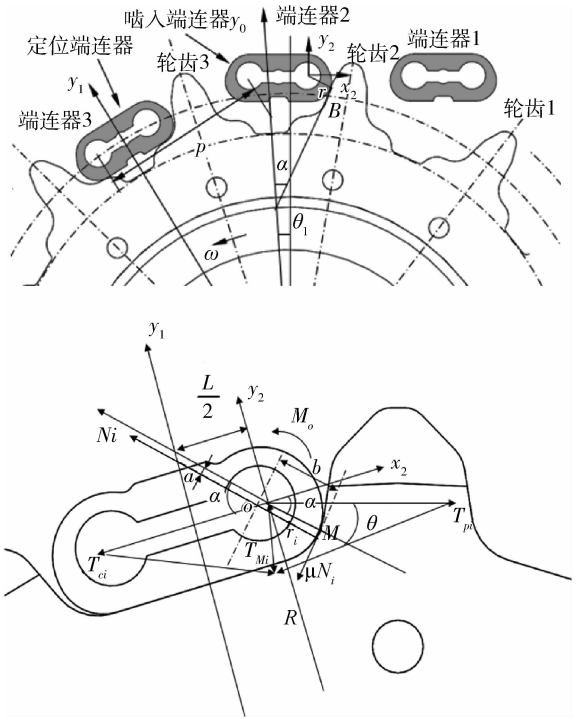


图3 弧面与齿面之间相互作用力

履带单位长度的质量。

2) 啮合功耗模型

设车速为 v ，履带节距为 L ， θ_0 、 θ_s 分别为开始接触时的压力角和稳定啮合后的压力角，对于双销履带，啮合总功耗为

$$P_{nh} = \frac{\mu r \varphi T_p}{l} \left(\frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha + \theta) + \mu \cos(\alpha + \theta)} \right)^2 v + \left(\frac{2}{\sqrt{1 - \mu^2}} \ln \left| \frac{\mu \tan(\frac{\alpha + \theta_s}{2}) - 1 - \sqrt{1 - \mu^2}}{\mu \tan(\frac{\alpha + \theta_s}{2}) - 1 + \sqrt{1 - \mu^2}} \times \frac{\mu \tan(\frac{\alpha + \theta_0}{2}) - 1 + \sqrt{1 - \mu^2}}{\mu \tan(\frac{\alpha + \theta_0}{2}) - 1 - \sqrt{1 - \mu^2}} \right| \right) \sin \alpha \frac{v}{L}. \quad (3)$$

对于单销履带，啮合总功耗为

$$P_{nh2} = \left(\frac{2}{\sqrt{1 - \mu^2}} \ln \left| \frac{\mu \tan(\frac{\alpha + \theta_s}{2}) - 1 - \sqrt{1 - \mu^2}}{\mu \tan(\frac{\alpha + \theta_s}{2}) - 1 + \sqrt{1 - \mu^2}} \times \frac{\mu \tan(\frac{\alpha + \theta_0}{2}) - 1 + \sqrt{1 - \mu^2}}{\mu \tan(\frac{\alpha + \theta_0}{2}) - 1 - \sqrt{1 - \mu^2}} \right| \right) \sin \alpha \frac{v}{L}. \quad (4)$$

当结构确定后，参数均为已知，即可计算啮合功耗，显然，履带啮合功耗与摩擦系数、齿数（与齿间角、节距同义）以及压力角有关。

2.2.2 负重轮滚动阻力功耗计算模型

负重轮在履带滚道面上滚动时，挂胶层与滚道面的接触区域产生法向、切向的相互作用力以及相应的挂胶层变形^[2-3]。由于挂胶层为橡胶材料，粘弹特性在一周内加载与卸载过程中应力应变曲线不重合，产生弹性迟滞能量损失。这种迟滞损失表现为阻碍负重轮滚动的阻力偶。当负重轮不滚动时，地面对负重轮的法向反作用力的分布是前后对称的。当负重轮滚动时，在法线前后相对应的点变形虽然相同，但由于弹性迟滞现象，处于压缩过程前部的地面法向反作用力就会大于处于恢复过程的地面法向力反作用力。由于地面法向反作用力的分布前后并不对称，而使它们的合力 F_z 相对于法线向前移动了一个距离 a ，它随弹性迟滞损失的增大而变大。 F_z 与负重轮载荷 P ，大小相等，方向相反。

物理模型如图 4 所示，图中 ω 为轮胎旋转角速度； F 为水平推力； P 为轮胎所受径向载荷。

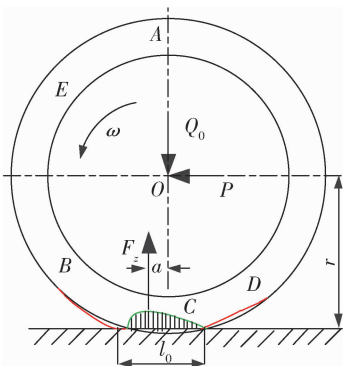


图 4 负重轮在刚性路面滚动时挂胶层变形及受力情况

负重轮实心胶胎与一般充气轮胎工作介质不同，功耗机理有本质区别。充气轮胎主要弹性介质

为气体，胶胎变形引起的功耗小，且气体可流动，产生的热量易传导至轮辋上，散热条件好。而实心胶胎主要是橡胶层变形，散热差。因此在分析履带系统损耗时，不能依据充气轮胎的变形规律和力学模型。

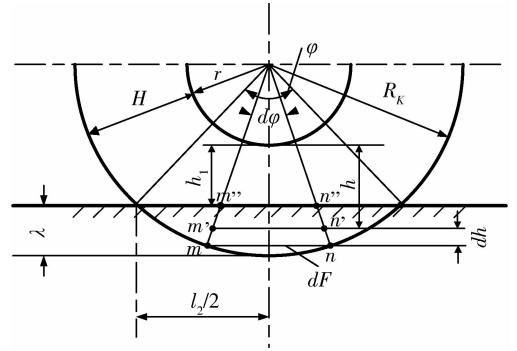


图 5 实心胶胎压缩径向变形

负重轮每滚动一周，橡胶轮缘变形所消耗的能量为

$$W = \mu q b \int_0^{2\pi} \int_{h_1}^H (r + h) d\varphi dh, \quad (5)$$

整理得

$$W = \pi \mu q b \lambda (D_k - \lambda), \quad (6)$$

式中 $\lambda = H - h_1$ 为轮缘的压缩变形量。

设 n 为负重轮每秒钟转动圈数（单位为 rad/s），数值上可用车速 v 表示为 $n = \frac{v}{2\pi R_k}$ 于是得每秒钟消耗的功为

$$p = n \pi \omega q b \lambda (D_k - \lambda) = \mu q b \lambda \frac{D_k - \lambda}{D_k} v = \mu q b \lambda v. \quad (7)$$

因胶胎变形量较小（一般仅为 3 ~ 4mm），近似取 $\frac{D_k - \lambda}{D_k} = 1$ 。

此外,履带和轮圈作用于轮缘上的平均单位压力 q 和 p 分别取

$$q = Q_0 - b l_2; p = Q_0 - b l_1, \quad (8)$$

式中: Q_0 为载荷; l_1 、 l_2 为轮缘弦长,可用弹性理论的方法确定:

$$l_2 = 1.96c \sqrt{\frac{Q_0 R_k}{b E_p}} \sqrt{\frac{H}{R_k}}, l_1 = 1.96c \sqrt{\frac{Q_0 r}{b E_p}} \sqrt{\frac{H}{r}}, \quad (9)$$

式中: E_p 橡胶弹性模数,约为 4.9 ~ 7.84MPa,具体数值可由实验测定; C 为系数,通常取 1.1 ~ 1.3.

将上述参数代入功耗计算公式中,得

$$P = \mu b \frac{Q_0}{b l_2} \frac{l_2^2}{8 R_k} v = 0.245 \mu c \sqrt{\frac{Q_0^3}{b E_p R_k}} \sqrt{\frac{H}{R_k}} v. \quad (10)$$

根据结构参数可知,单轮载荷、轮径、宽度、挂胶厚度、材料弹性模量以及功耗因子等,均会影响负重轮滚动功耗,可通过优先设计来降低功耗.

2.2.3 销耳挂胶强载条件下扭转功耗计算模型

履带板在绕经各轮时,销耳挂胶层功是在拉力下的扭转.在应用全金属履带时,铰链的摩擦功耗与履带拉力、摩擦系数、履带销外径以及扭转角度成正比,即 $W = \mu T r \alpha$,其中摩擦系数可达 0.15 ~ 0.5,因此在相同扭转角度下,相同摩擦系数的条件下,工作段与非工作段、主动轮前置与主动轮后置的设计方案之间,功耗存在显著的差异.履带功耗随着预紧力、履带牵引的增加而降低,随着车速提高因离心张力急剧增加而大幅降低.

但是,挂胶技术的使用,改变了铰链的功耗形式,功耗机理不再是干摩擦而是挂胶层的滞回特性.在计算粘弹性材料的功耗时,一般先计算其刚度,然后根据滞回特性计算材料在一个周期内损耗.为此,首先确定衬套的刚性,然后根据材料的本构关系确定损耗因子.

履带扭转是在履带拉力作用下进行的扭转^{[1]-[9]}.由于衬套在压入销耳内孔时进行了预压,导致履带的刚度比较大.假设强载作用下的衬套各层仍为同心圆.假设在衬套内层作用一力矩 M ,胶套外层将产生方向相反、大小相同的反力矩 M .实际上在任何其它层内所受的力矩均等于 M .在胶套上取两同心层,两层之间的距离为 dr ,内层半径为 r ,当胶套扭转时,外层相对内层的移动量为

$$ds = \tan \theta dr, \quad (11)$$

$$\tan \theta = \tau / G, \quad (12)$$

式中: τ 为该层的切应力; G 为履带销橡胶的抗剪系数.

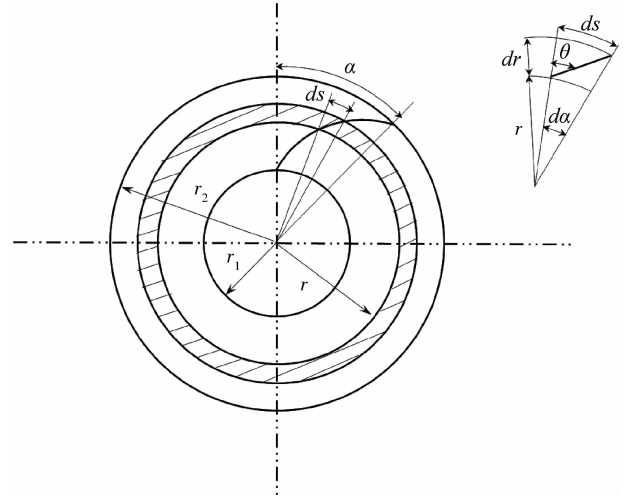


图6 履带销橡胶扭转变形

由图6显示的几何关系可知:

$$\tan \theta = \frac{r + dr}{dr} d\theta. \quad (13)$$

略去上式分子中的小量 dr 得:

$$\tan \theta = \frac{r}{dr} d\theta. \quad (14)$$

$$d\alpha = \frac{M}{2\pi l G r^3} dr. \quad (15)$$

将上式沿 r_1 到 r_2 积分可得:

$$M = \frac{2\pi l G}{\frac{1}{2r_2^2} - \frac{1}{2r_1^2}} \alpha = k \alpha. \quad (16)$$

令 $k = \frac{2\pi l G}{\frac{1}{2r_2^2} - \frac{1}{2r_1^2}}$, k 为橡胶铰链的角刚度,单位为 Nm/rad 在转动角度 α 时,可得橡胶衬套储存的能量:

$$E = \frac{1}{2} M \alpha = \frac{1}{2} k \alpha^2. \quad (17)$$

胶衬套扭转达到最大角度 α 后,开始回转释放能量由于存在粘弹性,一部分能量被损耗,这样每个循环损耗的功可表示为:

$$\Delta E = \frac{1}{2} \mu_r k \alpha^2. \quad (18)$$

式中, $\mu(T)$ 为销耳挂胶层能量损耗因子,实验表明,销耳挂胶层能量损耗因子是履带张紧力 T 的函数,根据实测,对于某型履带车辆所采用的销耳挂胶衬套,损耗因子与履带张力 T 之间存在如

下关系:

$$\mu(T) = \mu_0(9 \times 10^{-6} T^2 + 0.003T + 1), \quad (19)$$

式中 μ_0 滞后耗损系数, $m\mu_0 = 15\% \sim 25\%$.

当车速为 v 履带节距为 L , 则每秒功率损耗为:

$$P = \frac{\mu_0}{2L} k \alpha^2 v = \frac{\mu(T)}{2L} \frac{4\pi l G r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \alpha^2 v. \quad (20)$$

由于扭转功耗计算公式可知, 假设其它因素不变, 功耗与转角平方成正比.

2.2.4 履带与导向齿碰撞功耗计算模型

即使在平直路面上行驶时, 履带由于自身弯曲、地面不平等因素, 并非沿直线运动, 而在导向齿的限位作用下, 在两轮缘之间来回摆动前进, 频繁的挤压、碰撞产生碰撞功耗, 并引起磨损 (见图7). 用于安装固定传感器的导向齿内温度可达 $80 \sim 100 \text{ }^\circ\text{C}$ (导向齿周围温度较低), 说明导向齿是主要热源, 其功耗只能是来自与负重轮、诱导轮、托带轮轮缘之间的碰撞.

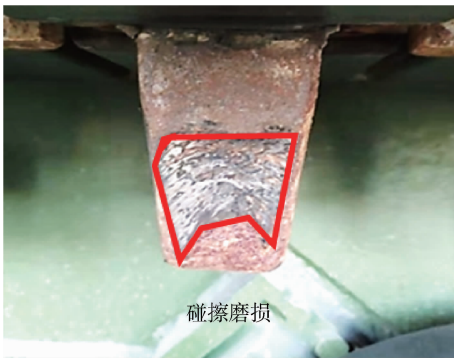


图7 诱导齿的磨损情况

通常情况下, 导向齿和各轮内缘都会设计一定的侧角 β (又称助跑角, 与垂直方向的夹角约 $6^\circ \sim 8^\circ$, 见图8). 引起摩擦的径向载荷 F 一般是轮载、预紧力、牵引力等, 其方向与齿面间夹角为 β . 当发生刮擦时, 径向载荷 F 可分解为垂直于斜面和平行于斜面的两个分力, 其中平行于斜面的分力为 $F \sin \beta$, 即为作用在导向齿斜面上的正压力, 导向齿与轮缘之间的动摩擦因数为 μ , 则导向齿对斜面的动摩擦力为:

$$F_f = \mu F \sin \beta, \quad (21)$$

式中, F 为各轮径向载荷.

1) 与负重轮间的径向载荷

径向载荷 $F = 0.9G$, 其中 $0.9G$ 为扣除下支履带后的车重.

2) 与托带轮间的径向载荷

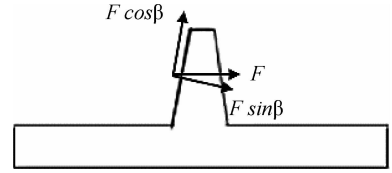


图8 导向齿力的分解

径向载荷 $F = \rho Lg$, 即上支履带的重量 G_1 . L 为上支履带的长度, ρ 为履带单位长度的重量.

3) 与主动轮间的径向载荷

径向载荷 F 为牵引力 T 与预紧力 T_0 的合力, $\vec{F} \approx \vec{T} + 2\vec{T}_0$ 得:

$$F = \sqrt{[T_0 + \sqrt{3}(T_0 + T)/2]^2 + [(T + T_0)/2]^2}. \quad (22)$$

4) 与诱导轮间的径向载荷

同理, 与诱导轮间的径向载荷 F 为预紧力 T_0 的合力

$$F = \sqrt{[T_0 + \sqrt{3}T_0/2]^2 + [T_0/2]^2}. \quad (23)$$

假设导向齿实际滑磨长度 H , 导向齿间距 L_d , 车速为 v , 则每秒钟发生碰撞的数量为 v/L_d

P_{pc} 为导向齿与各轮间的碰撞功耗计算模型, 其计算式为

$$p_{pc} = \frac{v}{L_d} H \mu \sin 7^\circ \sum \varepsilon F, \quad (24)$$

式中, μ 为导向齿与各轮间滑动摩擦系数, 取 $0.15 \sim 0.2$; H 为导向径向滑磨距离, (碰撞系数, 即摩擦时间占空比, 可利用动力学模型对其进行统计, F 为履带拉力; L_d 为导向齿间的距离.

2.2.5 履带板拍击地面功耗计算模型

图9表示负重轮即将驶上履带板 B 时工况在接触履带板 B 的瞬间, 履带板 B 与地面倾斜成 2θ 角由接触点、负重轮中心和铰链销轴所形成的角度 θ 等以 x 表示铰链至任一履带板接触点间的距离, 负重轮中心的速度 (即车速) v 将等于 dx/dt , 因履带板 B 的倾角是 2θ , 所以它的角速度将是 $2d\theta/dt$

现用车速 v 、负重轮半径 R 和半节距履带的圆心角 θ 来表示 $d\theta/dt$ 根据圆与切线的几何关系, 有:

$$\tan \theta = \frac{x}{R}. \quad (25)$$

整理, 可得:

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{v \cos^2 \theta}{R}. \quad (26)$$

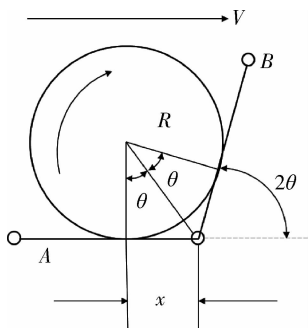


图9 履带板对地面的冲击过程示意图

在履带板接触地面的瞬间, 2θ 和 θ 都为零, 故 $\cos^2\theta = 1$, 于是可得:

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{v}{R} \quad (27)$$

履带拍击地面后水平及垂直方向上的速度均为零, 即履带板全部动能均被地面吸收; 设履带板质量集中于中心, 根据功的定义, 则每块履带的动能为:

$$E = \frac{m}{2} \left(\frac{Lv}{R} \right)^2 \quad (28)$$

式中, m 为每块履带板的质量.

每秒钟经过两侧第一负重轮的履带板数为 $2v/L$, 故履带拍击功耗为:

$$P_{pj} = \frac{2v}{L} \frac{m}{2} \left(\frac{Lv}{R} \right)^2 = \frac{mLv^3}{R^2} \quad (29)$$

以上工况未考虑履带板对下一履带板的牵拉作用事实上由于存在下一履带板的拉力, 负重轮对履带板做功有大部分传递至下一履带板, 维持履带的连续运转, 因此计算时需要增加损耗因子^[9], 进而拍击功耗计算式可写为:

$$P_{pj} = \mu_{pj} \frac{mLv^3}{R^2} \quad (30)$$

式中, μ_{pj} 为履带板着地功耗因子.

2.3 履带车辆行驶系统功耗计算

当车辆在匀速直线行驶时, 履带行驶系统功耗模型近似为上述功耗总和, 表述为:

$$\Delta P_{xd} = P_{nh} + P_{gd} + P_{nz} + P_{pc} + P_{pj} \quad (31)$$

履带行驶系统功率损耗为 ΔP_{xd} , 主要包括履带-主动轮啮合功耗 P_{nh} 、负重轮滚动阻力功耗 P_{gd} 、销耳挂胶层扭转功耗 P_{nz} 、导向齿与各轮间的摩擦功耗 P_{pc} 及履带拍击功耗 P_{pj} 如图 10 所示:

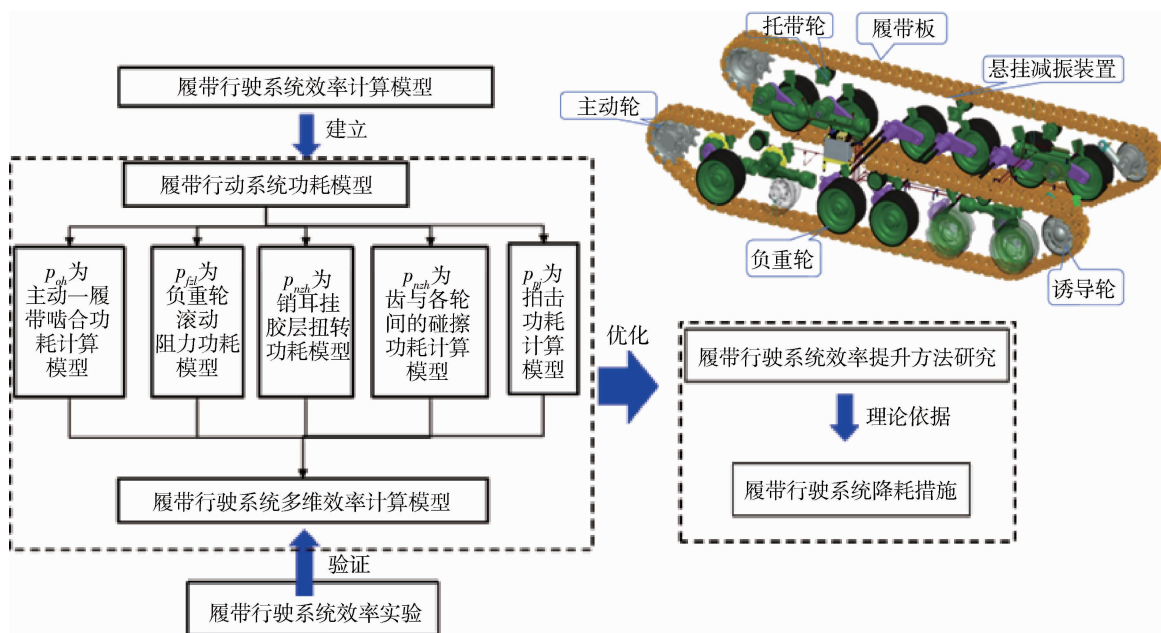


图10 履带行驶系统功耗模型

将某型履带车辆行驶系统各参数代入, 其中预紧力根据悬垂量估算取值 $T_0 = 0.1G$, 达到最高车速时地面滚动阻力系数为 0.02. 车速为 72 km/h 时, 计算各部分功耗如图 11.

此时各部分功耗占比见图 12. 其中滚动阻力占主要部分, 可达 43.37%; 啮合功耗占 25.83%, 扭转功耗占 12.05%, 拍击功耗占 16.92%.

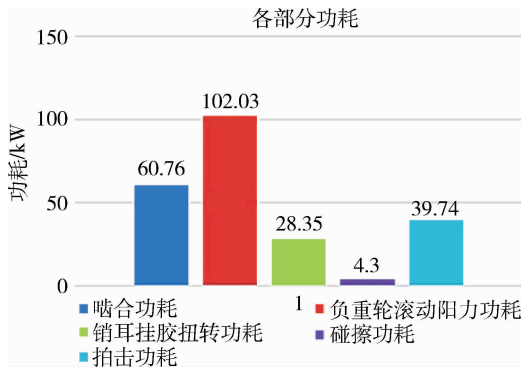


图 11 各部分功耗

数，然后根据主动轮相当节圆半径以及测量时间间隔，最后计算出转速。

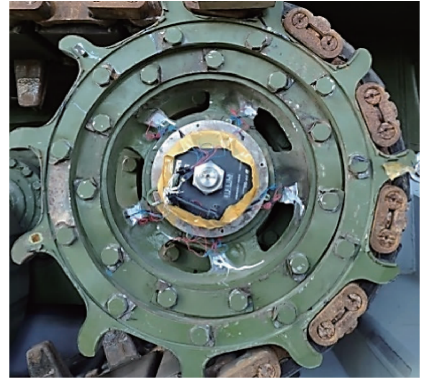


图 13 履带车辆行驶系统的功耗测量系统

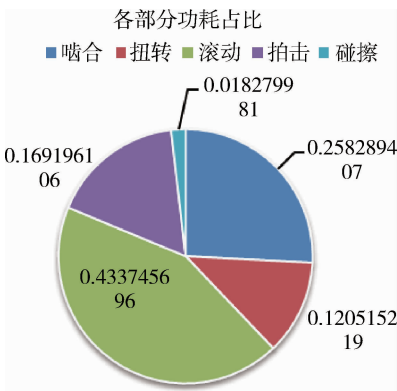


图 12 各部分功耗占比

3.2 试验方法

由某型履带车辆传动系统向行驶系统输入功率，履带车辆综合性能试验台的传动带作为负载，计算行驶系统传动功耗，验证模型的准确性。

设置滚动阻尼系数 0.02，履带行驶系统由车辆发动机驱动，通过换挡及控制加油踏板，使车速从 0 逐渐升至 71.449 km/h。期间在 10.46 km/h、19.78 km/h、31.23 km/h、43.29 km/h、49.39 km/h、71.449 km/h 速度时稳定加油踏板，使履带运行达到均速，然后记录各速度下的数据。

3 履带车辆行驶系统试验验证

本研究采用，主动轮输出扭矩法测量行驶系统功耗，进而计算出履带行驶系统的功耗。

3.1 试验原理

3.1.1 牵引功率

根据文献^[3]中“牵引力计算”知，当已知道路条件，及最大车速，则需履带行驶系统输出牵引力功率为

$$P_{qy} = f_0 G v, \quad (33)$$

式中：为所需牵引力功率，G 为车辆全重，G = 490 000 N，v 为车辆在良好路面上行驶速度。为车辆在良好道路上行驶时地面阻力系数，可通过实验确定，一般取。该参数可通过实验台来精确设置，实验台通过电机控制可获得较为准确的滚动阻力。

3.1.2 输入功率

为了确定履带车辆行驶系统的功耗，测量了传动系统向主动轮输入功率。其方法是在主动轮轮幅上贴应变片测量应变，然后根据电路桥之间的电压差计算受力变化。采用磁感应系统计算主动轮的转

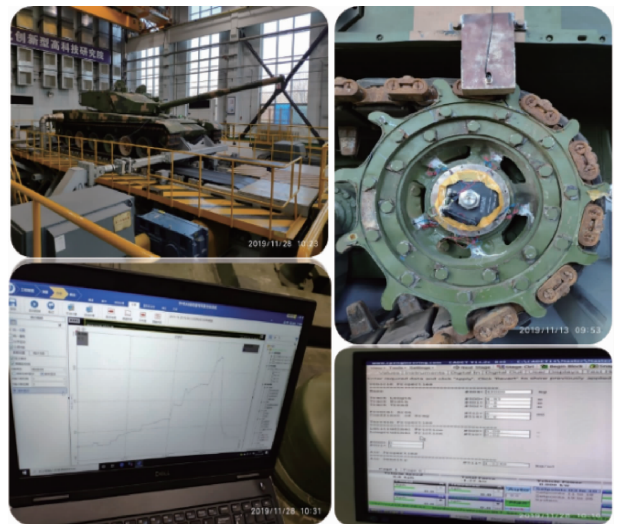


图 14 履带车辆行驶系统试验实况图

3.3 试验结果

通过换挡及控制加油踏板，使车速从 0 逐渐升至最高速，最高速达到了 72.4 km/h。

将滚动阻力系数为 0.02 时各个车速条件下的实测功耗值与计算功耗值比较，如图 16 所示，理

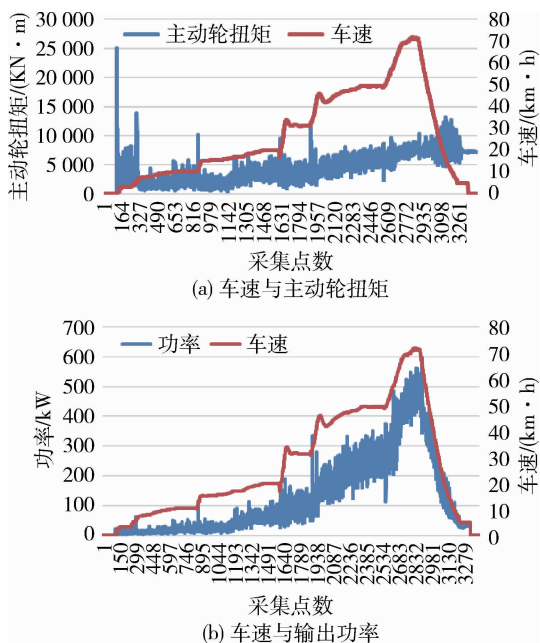


图 15 输出功率与扭矩和车速的关系

论计算功耗值与实测功耗值趋势一致，均随着车速的增加而降低。在低速阶段，计算功耗略低于实验值，说明仍有未知功耗未被计算。当车速较高时，理论计算值高于试验测量值，说明仍有与车速相关因素未被充分考虑。

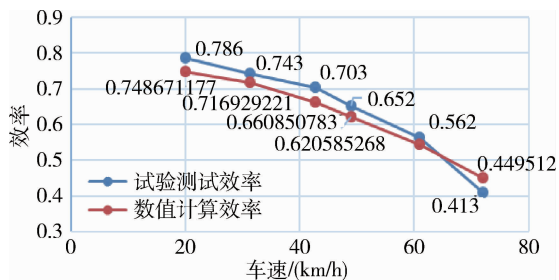


图 16 实测与计算功耗比较

预估误差最大出现在车辆最高速 72 km/h 时，功耗计算值为 =44.95%，实测值为 41.32%。因此功耗计算模型最大误差为 =8.79%。预估误差低于 10%，满足技术指标要求，说明该模型能够为提高行驶系统功耗提高最高车速提供理论指导。

4 结论

1) 本文以高速履带车辆行驶系统为对象，通过开展高速履带车辆行驶系统功率损耗模型内容研

究，探明行驶系统功率损耗机理，揭示高速、强载条件下功率损耗影响因素，提出了行驶系统功率损耗计算方法，以建立的功耗计算模型为基础对各部分功耗占比进行数值分析。

2) 进一步建立行驶系统功耗多维（速度、载荷等）分析计算模型，以建立多维功耗计算模型为基础对行驶系统功耗影响因素进行分析。

3) 试验采用主动轮输出扭矩法，测量行驶系统功耗。试验结果表明，履带行驶系统功耗随车速增加而降低，预估误差最大出现在车辆最高速 72 km/h 时，功耗计算模型最大误差为 $\varepsilon = 8.79\%$ ，低于 10%，满足技术指标要求。本研究实现了履带车辆行驶系统功耗由经验数据估算向解析模型计算转变，进一步夯实履带车辆工程理论基础，促进履带车辆总体技术不断发展。

参考文献：

- [1] 朱兴高. 高速履带车辆-负重轮系履带-地面耦合动态特性研究 [D]. 北京: 北京理工大学, 2015. 1-5.
- [2] 刘斌. 高速履带车辆推进装置的动力学特性研究 [D]. 北京: 北京理工大学, 2015: 23.
- [3] 汪明德, 赵毓芹. 坦克行驶原理 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1983.
- [4] 李超. 履带车辆履带张紧力分析 [D]. 北京: 北京理工大学, 2012.
- [5] 闫清东. 坦克构造与设计 [M] 北京: 北京理工大学出版社, 2007.
- [6] CARRELLA A, BRENNAN M J, WATERS T P. Optimization of a quasi-zero - stiffness isolator [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2007, 21 (6): 946-949.
- [7] AL-MILLI S., ALTHOEFER K., SENEVIRATNE L. D., Dynamic Analysis and Traversability Prediction of Tracked Vehicles on Soft Terrain [M]. London, 2007: 279-284.
- [8] PARK W. Y., CHANG Y. C., LEE S. S. et al. Prediction of the Tractive Performance of a Flexible Tracked Vehicle [J]. Journal of Terramechanics, 2008, 45 (1-2): 13-23.
- [9] 苏杰, 李春明, 范知友. 轮履变换车辆主动轮与履带板啮合损耗分析 [J]. 车辆与动力技术, 2017, (1): 15-20.
- [10] 王书镇. 高速履带车辆行驶系 [M]. 北京: 北京工业大学出版社, 1988.

文章编号: 1009-4687(2024)04-0010-03

直冷板后增设节流装置的影响研究

宋思莹, 宋孝忠, 陈冲

(吉利汽车中央研究院架构中心, 宁波 315000)

摘要: 本文研究了直冷板出口增设节流装置对汽车热管理系统性能的优化效果及其作用机制。通过实验数据分析, 证实直冷板后增设节流装置能独立控制空调冷却和电池冷却的蒸发压力, 满足不同温度需求。合理选择节流孔径对于提升电池冷却效率和均匀性具有重要意义。并提取关键参数用于节流管径选型参考依据, 为行业提供了实用的优化策略。

关键词: 电池热管理; 电池冷却; 直冷; 节流管径; 均温性

中图分类号: U463.63

文献标识码: A

Research on the Effects of Adding a Restrictor to the Outlet of a Straight Plate Heat Exchanger

SONG Siying, SONG Xiaozhong, CHEN Chong

(Central Research Institute Architecture Center of Geely Automobile Central Research Institute, Ningbo 315000, China)

Abstract: This paper investigates the effects and mechanisms of adding a restrictor to the outlet of a straight plate heat exchanger on the performance of an automobile thermal management system. Experimental data analysis shows that adding a restrictor can independently control the evaporating pressure of air conditioning and battery cooling, meeting different temperature requirements.

Key words: Battery thermal management; battery cooling; straight plate; restrictor diameter; uniformity

随着新能源汽车行业的飞速发展, 电池性能优化与寿命延长成为研究的核心议题。电池热管理技术对于确保电池在最佳温度区间运行至关重要, 它能够提升充放电效率、延长使用寿命, 并增强电动车的续航里程与安全性。液冷热管理系统是目前最常用的电池热管理技术, 而直冷热管理系统凭借其成本效益、轻量化设计、高效换热及安全性的优势, 对液冷技术领域展现出强大的竞争力。

HUO 等^[1]研究了直冷板的流道流向、入口流速和环境温度对冷却性能的影响, 苑盟^[2]探究了压缩机转速、冷凝风速对直冷电池冷却性能的影响。目前关于电池直冷系统的研究较少, 本文通过一系列实验与分析, 深入探讨了在直冷板出口增设节流装置对热管理性能的优化, 提炼出关键参数,

为行业提供实际可行的优化策略。

1 直冷方案优化分析

直冷电池热管理系统需在整车制冷剂流量分配中进行精细调控, 以平衡电池和空调的冷却需求。电池与空调对冷却温度和蒸发压力的需求存在差异, 直冷与空调支路在低压端相连, 兼顾两者需求极具挑战。当电池冷却与空调制冷同时需要时, 如果优先满足直冷的冷却温度, 则空调出风温度可能无法达到降温需求; 反之, 若优先满足空调的冷却温度, 则可能导致直冷的冷却温度过低, 影响电池寿命。

为解决上述问题, 本研究提出在直冷板出口增设节流装置的设计思路, 该装置能实现对直冷支路

和空调支路蒸发压力的独立控制，有效平衡电池的最佳工作温度和空调舒适性的要求，是提升热管理系统综合效能的重要创新。制冷剂的压焓图（图1）直观展示了这一机制的工作原理。

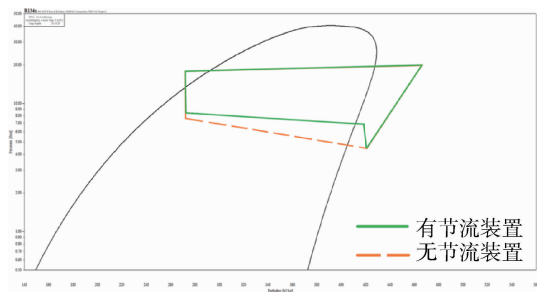


图1 电池冷却压焓图

2 试验设计

本研究构建了一个综合环境模拟系统(图2)，将压缩机、冷凝器与直冷板置于车外环境模拟舱中，蒸发器置于车内环境模拟舱中，直冷板放置于均匀加热膜上，通过精确控制加热功率来模拟电池发热状态。实验设计借助焓差试验台精确模拟实际工况，确保数据的准确性和适用性。

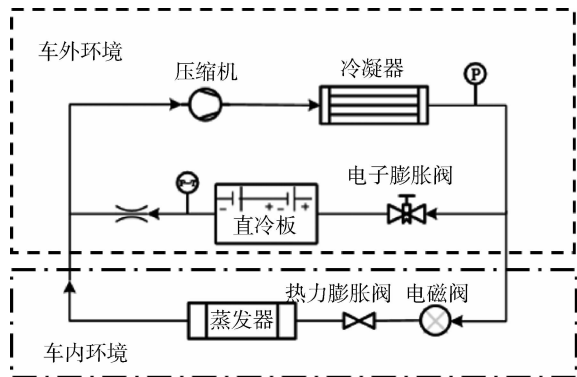


图2 台架实验原理图

图3为节流装置的示意图，通过改变直冷板出口管路的节流管径（3 mm至13 mm）来调节系统压力，其中13 mm与直冷板出口管路直径相同，为无节流的基准状态。

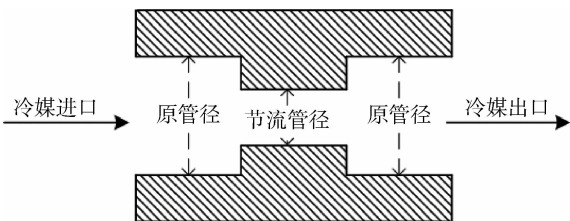


图3 节流装置示意图

3 试验结果与分析

3.1 节流管效果验证

选取同一电池冷却与空调双开的工况下进行测试，直冷板出口处的节流管径更换13 mm（无节流）和3.5 mm两种规格，试验结果如下表1。

表1 有无节流装置的性能对比

系统状态	直冷板进口 压力/MPa A	直冷板出口 压力/MPa A	直冷板 表面温差/℃
节流管径13 mm	0.64	0.40	15
节流管径3.5 mm	0.72	0.55	8

对比13 mm与3.5 mm节流管径试验结果，后者从直冷板进口到节流管出口的直冷支路流阻增大，直冷板整体冷却温度升高。直冷板出口增设节流装置可实现对直冷回路蒸发温度和压力的有效控制，并显著减小了直冷板表面温差。

3.2 单开电池冷却工况测试结果

关闭空调侧SOV，在单独电池冷却模式下运行，设定直冷板所处环境温度为35℃，分别给定2 kW、3 kW、4 kW的直冷热负载，并选取3.5 mm和13 mm（无节流）两种规格的节流管径进行测试。测得结果如下图4所示。

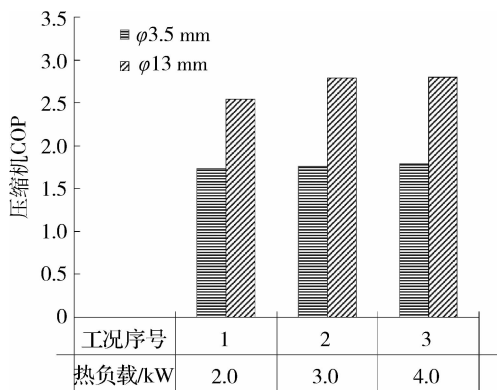


图4 节流管径对压缩机COP的影响

在仅电池冷却运行的模式下，直冷板的出口增设节流管会减小压缩机COP，增加系统能耗。

3.3 节流管径选型分析

空调和电池冷却同时运行的模式下，分别设定直冷板所处环境温度为15℃和35℃，分别给定2 kW、3 kW、4 kW的直冷热负载，并选取3 mm、3.5 mm、4 mm、5 mm几种规格的节流管径进行测试。测得结果如下所示。

从图表 5 可以看出，在相同工况下直冷支路流阻随节流管径的减小而升高，随热负载的增大而升高。过小的节流孔径会导致过大的直冷支路流阻，增加热管理系统能耗。

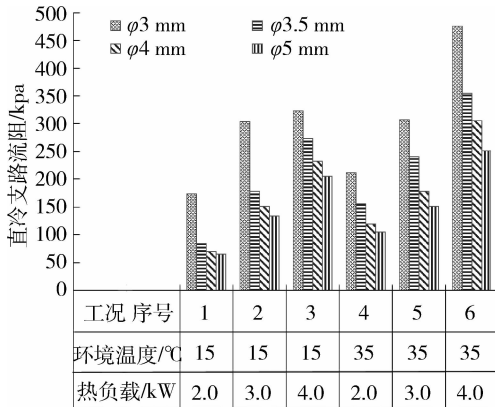


图 5 节流管径对直冷支路流阻的影响

从图表 6 可以看出，直冷板的换热量随节流管径的减小而降低。过小的节流管径会导致直冷板的制冷量无法满足电池冷却需求，影响电池降温效果。如工况 3 在选用节流管径 3 mm 时，直冷板的制冷量无法达到对应的热负载。

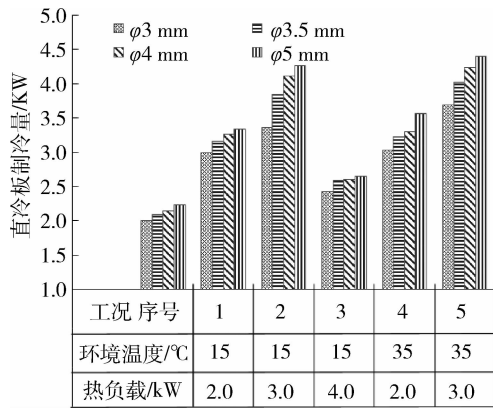


图 6 节流管径对直冷板制冷量的影响

从图表 7 可以看出，在相同工况下直冷板表面平均温度随节流管径的减小而升高，随热负载增大而升高。减小节流孔径可以提升电池冷却温度，避免析锂现象影响电池寿命，但节流孔径过小会造成电池冷却温度过高，影响电池降温速率。

从图 8 可以看出，随直冷板出口处的节流管径减小，直冷板表面的温差呈减小趋势。合理减小节流孔径可以优化电池冷却均温性，但节流管径过小会导致制冷量不足，直冷板局部过热区域增大，拉大电池温差，影响电池充电速率和整车驾驶性。如工况 3 在选用节流管径 3 mm 时，直冷板的制冷量

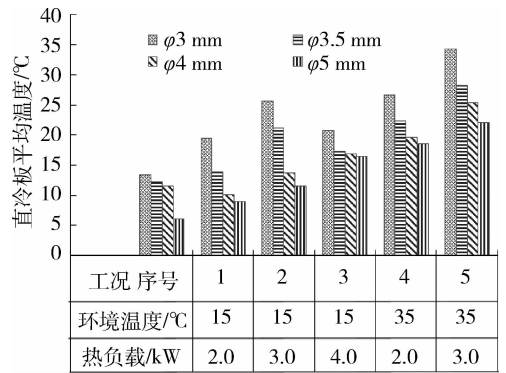


图 7 节流管径对直冷板平均温度的影响

小于热负载的制热量，直冷板表面温差急剧加大。

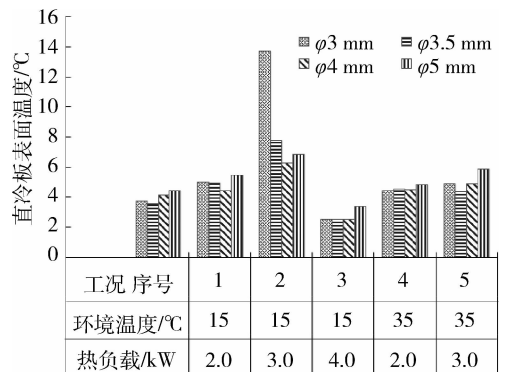


图 8 节流管径对直冷板表面温差的影响

4 结论

在直冷板出口增设节流装置，能有效独立控制空调冷却和电池冷却的蒸发压力，满足二者不同的温度需求。

实验分析表明，节流孔径的选择直接关系到电池冷却的降温速率和均匀性。在确保直冷板制冷量满足热负载的同时，更小的节流管径有助于减小直冷板表面温差，但需谨慎平衡以避免制冷能力不足的问题。在设计直冷系统时，需综合权衡热管理效率、电池性能与系统能耗，选择最适宜的节流方案。

参考文献：

[1] HUO Yutao, RAO Zhonghao, LIU Xinjian, et al. Investigation of Power Battery Thermal Management by Using Mini-Channel Cold Plate [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 89: 387-395.

[2] 苑盟. 直冷式电池成组热管理及其实验 [D]. 长春: 吉林大学, 2019.

文章编号: 1009-4687(2024)04-0013-09

基于数字孪生的永磁同步电机热模型标定研究

孙浩天, 沈鉴彪, 周新武

(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

摘要: 为提高永磁同步电机热状态监测精度与速度, 提出了基于数字孪生的永磁同步电机热模型标定方法. 对电机的有限元模型进行了构建与降阶, 搭建基于卷积神经网络与长短时记忆网络的热孪生体降阶模型, 并进行了模型的离线与在线标定, 完成了虚实空间的映射与交互, 保证了物理实体实际状态发生变化后数字孪生体的更新和精度.

关键词: 数字孪生模型; 降阶模型; 卷积神经网络; 长短时记忆网络; 在线标定; 永磁同步电机

中图分类号: U464.9+3

文献标识码: A

Research on Thermal Model Calibration of Permanent Magnet Synchronous Motor Based on Digital Twin

SUN Haotian, SHEN Jianbiao, ZHOU Xinwu

(China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: In order to improve the accuracy and speed of monitoring, a calibration method based on digital twin is proposed. The finite element model of the motor is constructed and reduced, the thermal twin model based on deep learning and singular value decomposition is built, and the offline and online calibration, the mapping and interaction of the virtual and real space are completed, which ensures the update and accuracy of the digital twin after the actual state of the physical entity changes.

Key words: digital twin model; reduced order model; convolutional neural network; online calibration; permanent magnet synchronous motor

机电复合传动是坦克传动技术最重要的发展方向. 坦克装甲车辆传动在经历了机械传动、液力机械传动、综合传动三代的研制和发展后, 电驱化成为坦克装甲车辆传动技术的发展方向. 机电复合传动系统将驱动、供电、变速和转向功能集成为一体, 同时兼顾一体化散热、润滑等, 结构较为复杂, 且集成于一个几乎密闭的空间, 运行环境恶劣, 运行工况复杂^[1], 工作时产生的热量相互耦合, 共同决定了机电复合传动系统的热状态. 由于其功率密度高, 电器元件对温度敏感, 导致其易出现热安全性问题, 具体可归纳为: 由于故障或长时间超负载运行, 导致因为温度过高而引起永磁同步电机绕组烧毁、永磁体退磁、轴承损伤和电机控制

器功率模块损坏等, 直接造成性能输出受到影响的问题, 从而降低机电复合传动系统的可靠性和安全性. 因此, 在电机的使用过程中有必要对电机的热状态进行精准、实时的监测. 其对电机的优化以及控制策略的制定具有重要意义, 可大幅提高电机的使用寿命与效率, 是解决热安全性问题的重要突破点^[2].

现因缺少准确有效的热状态监测手段, 多使用采集电机绕组、端部、轴承外圈、回油口油温等少数点位温度进行热状态评估的方法, 准确性和实时性都难以满足要求. 现阶段监测热状态多采用物理接触^[3]、光学^[4]、热敏电参数^[5]、热网络模型^[6]等方法进行. 朱元等选择冷却液、电机

收稿日期: 2024-10-10

作者简介: 孙浩天 (2000-), 男, 工程师, 研究方向为车辆领域数字工程.

定子、转子、端盖和机壳温度作为温度节点,提出一种五节点集中参数等效热模型,推导电机温度估计状态方程^[7]。其因温度节点的数量和等效热网络模型精度有限,尤其是在工况变化剧烈时会出现较大的偏差。张斌等使用综合驱动电机的电磁有限元和热阻网络进行热模型分析的方法,进行电机的损耗分析与计算以及内部对流传热的分析,将电机热模型简化为热阻网络模型^[8]。而由于简化过程中热阻参数的计算方法不够精确,且因为热网络模型本身精度较低,导致其整体误差较大。

由于现阶段对于机电复合系统关键部件如驱动电机等缺少精准有效的热模型标定手段,数字孪生技术作为将数字化、智能化技术与坦克装甲车辆融合的关键技术,可以实时精准检测坦克装甲车辆运行状态和实际效能,所以本研究选择使用数字孪生技术进行高精度的电机热模型标定来解决机电复合传动系统的热模型标定问题。

数字孪生是指现实世界中实体或系统的数字表示,它使用物理模型、传感器更新和操作历史等数据来集成多学科、多物理、多尺度和多概率的仿真,以反映相应实体的整个生命周期过程^[9,10]。为解决热状态监测对精确性和实时性的要求,核心问题在于构建可用于实时计算监测的高精度热数字孪生模型。如果选用传统的有限元模型进行仿真计算,虽然精度很高,但是计算时间长,无法满足温度监测的实时性要求;如果选用简化的热网络模型进行仿真计算,虽然计算时间短,但是精度较低,无法满足温度监测的准确性要求。所以本文选择基于三维有限元模型构建永磁同步电机降阶模型,降阶模型规模较有限元仿真模型大幅降低,再对降阶模型进行离在线标定,在提高精度的同时能够满足实时监测的需求。

现阶段构建的数字孪生降阶模型主要有三类:机理模型、数据驱动模型和混合模型^[11]。综合永磁同步电机实体模型的复杂性以及热力学问题的强非线性等原因,本研究选择构建永磁同步电机的数据驱动模型。

综上所述,为解决机电复合传动关键部件永磁同步电机的热状态监测问题,本文采用了数字孪生技术对永磁同步电机进行了热模型标定。首先进行了构建永磁同步电机有限元模型并得出了大量仿真数据。基于数据开发相应算法进行降阶

模型的构建,得到的模型可根据转速、转矩、电流和电压等运行状态实时计算出机电复合传动的热状态,从而解决热监测的实时性问题。为了保证热孪生体模型的精度不受实际工作过程中的不确定性因素影响,对降阶模型进行了离在线标定,在热孪生体模型中加入了参数在线修正算法,通过在线的参数辨识使热孪生体模型的精度始终满足工程使用要求,从而解决热监测的准确性问题。建立的数字孪生体模型的热状态监测流程如下图所示。

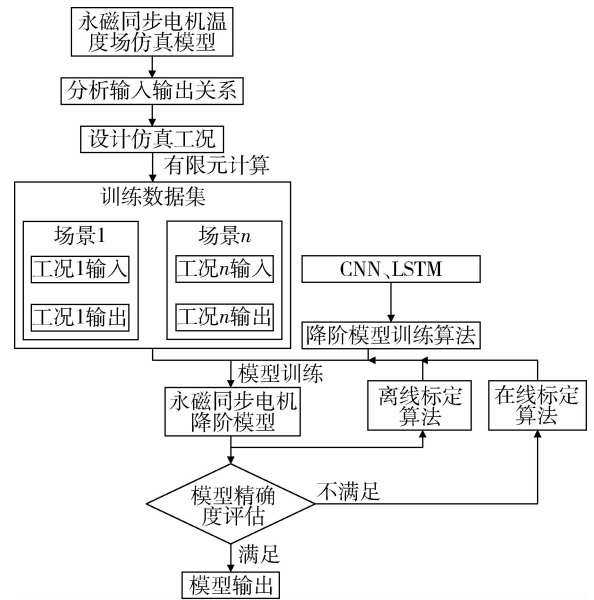


图1 数字孪生模型热状态监测流程图

1 永磁同步电机热状态有限元模型

为了构建永磁同步电机降阶模型,需要先构建高精度的有限元模型,对驱动电机进行各工况的高精度热状态仿真,作为后续模型降阶的数据基础。

驱动电机主要组成部件包括定子铁芯、定子绕组、永磁体、转子铁芯、绝缘结构、轴承、驱动电机外壳等部件共同组成,其结构如图2所示。

综合考虑,对发电机进行热仿真分析时,对于稳态工况,采用旋转参考坐标系的方法(MRF法)模拟。为保证有限元模型提供的仿真数据足够准确,对驱动电机进行了细致的网格划分,各个区域体网格划分情况、网格数量如表1所示。

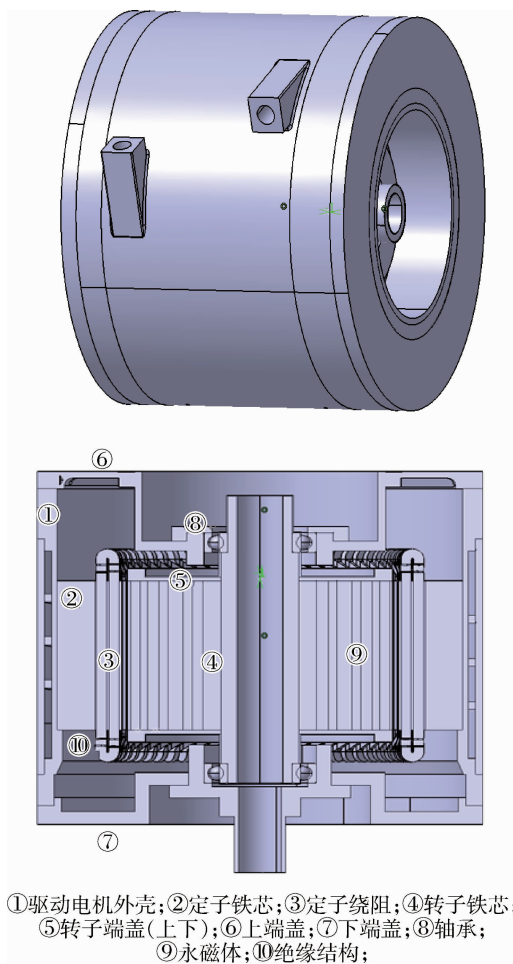


图2 驱动电机三维结构说明

表1 驱动电机热模型各个区域体网格数量

序号	属性	名称	体网格数量
1	固体域	bearing	10, 672
		shaft	59, 840
		duangai	175, 658
		hougai	175, 174
		raozu	524, 840
		mag	224, 349
		rotor	390, 656
		shell	545, 735
		smallgai	49, 315
		zhou	56, 372
		stator	661, 890
		insulation	532, 629
		2	流体域
air3	86, 780		
air2	2, 341, 628		
air1	4, 099, 961		

导热系数作为热状态仿真的关键参数, 由于定子和转子铁芯的材料为硅钢, 为了抑制电机中大块铁芯的涡流效应, 铁芯是由一片片硅钢片组成的, 中间为绝缘胶, 这导致了定转子铁芯在轴向的导热系数远小于径向的导热系数, 所以需要等效绝缘结构材料参数进行计算:

$$\lambda_e = \sum_{j=1}^n \delta_j / \sum_{j=1}^n \delta_j / \lambda_j \quad (1)$$

式中: λ_e 为绝缘材料等效导热系数, δ_j 为不同绝缘材料等效厚度, λ_j 为不同绝缘材料导热系数. 经过计算, 定子绕组绝缘结构的等效导热系数为 $0.26 \text{ W/m} \cdot \text{k}$.

边界条件方面, 驱动电机热分析模型中共包括六个壁面边界和两个出入口. 对驱动电机单个部件进行热分析时, 不考虑电机与外界之间的换热, 故将六个壁面边界面设置为绝热壁面. 对于两个出入口驱动电机使用强制液冷方式散热, 冷却水的流量为 60 L/min . 故冷却水道入口设置为速度入口, 入口直径 27 mm , 即入口速度为 1.74 m/s , 入口温度 $70 \text{ }^\circ\text{C}$, 冷却水道出口为压力出口, 边界为大气压力.

建立好的高性能有限元模型可以对驱动电机进行各工况的高精确度热状态仿真, 作为后续模型降阶的重要基础.

2 电机热状态降阶模型构建

降阶模型的构建为数字孪生技术的关键步骤, 也是本研究中的重点, 直接影响着数字孪生体的准确性和实时性. 由于永磁同步电机在工作状态的产热端和工作环境的散热端情况较为复杂, 且热状态模型本身较为复杂, 永磁同步电机的热状态模型属于多输入、多输出的强非线性模型, 在现阶段广泛使用的线性模型降阶方法无法解决非线性的不稳定性问题, 导致降阶过程较为复杂, 保证降阶结果的实时度和精确度也较为困难.

为能够有效减少热模型的计算复杂度, 本文使用数据驱动方法进行降阶模型的构建^[12,13]. 这种方法对原始数据有较高要求, 不仅要求数据具有较高的精确性, 还要求数据能够最大程度的涵盖实际工作状况, 且数据种类的多少、数据数量的多少都会影响构建出的降阶模型的效果. 同时, 在处理原始数据的降阶算法方面, 由于模型降阶主要面临两大难点, 分别为三维模型降阶的模型大小问题和温

度变化的时序强相关问题，针对这两点选择了卷积神经网络和长短时记忆网络结合的方法进行模型的降阶^[14]。

2.1 构建降阶模型数据获取

原始数据作为构建降阶模型的起点，首先需要确定构建降阶模型需要的输入输出参数与仿真工况，然后需要根据确定的参数与工况进行有限元仿真，得到用以构建降阶模型的数据。

首先根据永磁同步电机模型结构进行输入输出参数的确定。永磁同步电机模型截面图如下图所示，驱动电机使用强制液冷方式散热，故散热水道的进口流量、温度会对电机温度场分布有影响。此外环境温度与对流换热系数也有影响。热源部件包括定子铁芯、转子铁芯、定子绕组、永磁体，此四部分的产热也对温度场有影响。各部件之间的热阻系数会影响各部件的温度，需要考虑的热阻主要有以下四个：绝缘层与绕组热阻、绝缘层与定子绕组、磁芯与转子热阻、壳体与定子热阻。

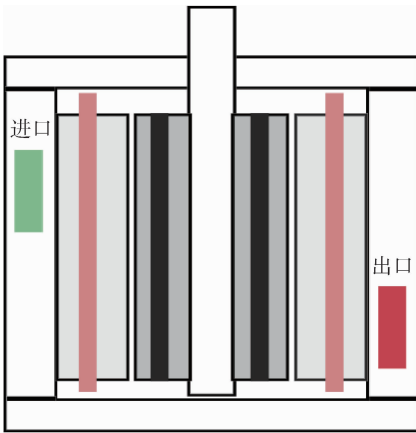


图3 电机热模型截面示意图

经过分析，永磁同步电机热状态降阶模型的输入参数包括：环境温度、冷却水道进口温度、冷却水道进口流量、壳体厚度、定子产热、绕组产热、转子产热、磁芯产热、绝缘层与绕组热阻、绝缘层与定子热阻、磁芯与转子热阻、壳体和定子热阻。输出参数为绕组、转子、磁钢部位的温度云图、选取部位温度最大值、平均值。

在降阶模型训练过程中，输入参数过多会降低降阶模型的拟合效果。因此需要对模型输入参数进行分析，试图寻找各组参数之间关系，以达到减少模型输入参数数量但不影响模型拟合效果的效果。对初步有限元仿真结果进行参数分析，得到以下结果：

r_insulation_raozu	tr_insulation_stator	tr_mag_rotor	tr_shell_stator	raozu	stator
0	0	0	0	430.4	383.6
0.1	0	0	0	521.4	373.5
0.2	0	0	0	524.1	373
0.4	0	0	0	525.7	372.8
0.8	0	0	0	526.3	372.8
1.2	0	0	0	526.5	372.7
0	0	0	0	430.4	383.6
0	0.1	0	0	507.5	374.2
0	0.2	0	0	508.8	374
0	0.4	0	0	510.7	373.9
0	0.8	0	0	511.2	373.8
0	1.2	0	0	511.4	373.8
0	0	0	0	430.4	383.6
0	0	0	0.1	429.6	383.6
0	0	0	0.2	429.6	383.6
0	0	0	0.4	429.6	383.7
0	0	0	0.8	429.6	383.7
0	0	0	1.2	429.6	383.7

图4 输入参数关系分析

由图 11 可知绝缘层与绕组热阻以及绝缘层与定子热阻对绕组、定子温度影响类似，且两参数取值变化都对定子温度影响程度较小，无法拟合定子温度的变化趋势，故后续只选取绝缘层与绕组热阻进行模型降阶和在线标定。

磁芯与转子热阻参数对定子、绕组温度影响较小，后续不对此参数进行标定。

最终降阶模型的输入参数变化如下图所示：

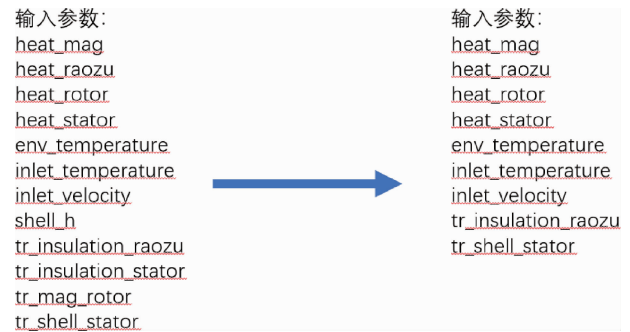


图5 最终选取的输入参数

确定输入输出参数后，进行有限元仿真计算以生成数据集。作为构建降阶模型的关键数据，其建立过程中应注意以下几点：

- (1) 根据电机的实际模型与运行工况建立符合实际情况的三维模型，有限元仿真方法需具有较高精度；
- (2) 对模型的输入、输出参数进行参数化设置，给定参数名称，在基于三维有限元计算结果建立降阶数据集时应给定输入、输出参数的合理变化范围；
- (3) 数据集生成的过程中要兼顾数据集生成的数量与数据的全面性。

动态模型降阶过程是学习输出对应每个输入的关系，包括变化过程和变化结果，故工况设计应为输入的阶跃变化，如下图所示，阶跃变化范围不宜过大，会导致模型发散，可遵照参考工况的 0.8、0.7、0.6、0.5 等倍数进行阶跃。阶跃变化间隔时间不能太短，如果太短会导致模型在间隔时间内没

于回归任务^[15]。

长短时记忆网络 (LSTM) 是一种特殊的递归神经网络 (RNN) 架构, LSTM 能够通过其独特的门控机制有效记忆和忘记信息, 因此特别适用于处理时间序列数据^[16], 对时序强相关的温度变化问题处理效果较好. LSTM 的核心机制包括输入门、遗忘门、输出门和细胞状态。

本文使用的 LSTM 结构由输入层、单元层和输出层组成. 输入层接受时间序列数据 (如温度时间序列) 作为输入, 通常以一维向量形式提供. LSTM 单元层是 LSTM 的核心组件, 通过门控机制管理信息的流动。

$$i_t = \sigma(W_i \cdot [h_{t-1}, x_t] + b_i), \quad (4)$$

$$f_t = \sigma(W_f \cdot [h_{t-1}, x_t] + b_f), \quad (5)$$

$$o_t = \sigma(W_o \cdot [h_{t-1}, x_t] + b_o). \quad (6)$$

其中, i_t 是输入门的激活值, f_t 是遗忘门的激活值, o_t 是输出门的激活值 W 是权重矩阵, h_{t-1} 是前一时刻的隐藏状态, x_t 是当前输入, σ 是 Sigmoid 激活函数. LSTM 通过输入门和遗忘门对细胞状态进行更新

$$C_t = f_t \cdot C_{t-1} + i_t \cdot \tilde{C}_t \quad (7)$$

其中, C_t 是当前细胞状态, \tilde{C}_t 是新的候选细胞状态。

LSTM 通过这种门控机制有效处理长时间依赖关系, 使得模型能够保留和使用重要的历史信息. LSTM 单元的输出作为时间序列的特征, 可以通过输出层进行进一步处理, 生成预测结果^[17]。

2.3 降阶模型构建流程

首先, 对于有限元模型仿真得到的数据集进行

分类: 将一部分更具有代表性, 涵盖输入输出参数范围更广的数据集作为训练集, 另一部分作为验证集, 在降阶模型构建结束后验证降阶模型的准确度。

然后进行降阶模型精确度的定义: 在训练时设置可接受误差范围, 误差范围设置过大会使模型精度降低, 误差范围设置过小会导致降阶无法收敛. 本文根据降阶结果调整, 兼顾收敛性和准确性的情况下将模型精确度设置为 3.0%, 进行模型降阶。

输入的三维温度场原始数据首先通过卷积神经网络进行处理, 通过迭代前向传播、损失计算、反向传播和权重更新的过程以进行卷积神经网络的训练以及三维温度场模型的降阶. 然后将处理完的三维温度场信息传递给长短时记忆网络, 经过前向传播、损失函数计算、反向传播与梯度计算、参数调优的迭代后, 完成对温度变化数据的训练. 并根据训练结果重新对神经网络整体进行超参数的改正和寻优, 如卷积层大小、数量、步长、窗口大小、时间步长、隐藏单元数量、学习率、批量大小、训练轮数等, 以进行对降阶模型准确度、收敛能力、泛化能力等方面的改动. 直至降阶模型各项能力满足指标, 完成降阶模型的构建。

进行模型降阶后, 将验证集数据输入降阶后的模型以验证降阶模型的精确度. 如果不满足, 则需要重新从有限元模型中仿真获取新的训练集, 或者重新选择训练集进行训练. 直到满足精确度要求后, 完成降阶模型的构建, 生成可用于数字孪生的降阶模型. 流程图如下图所示。

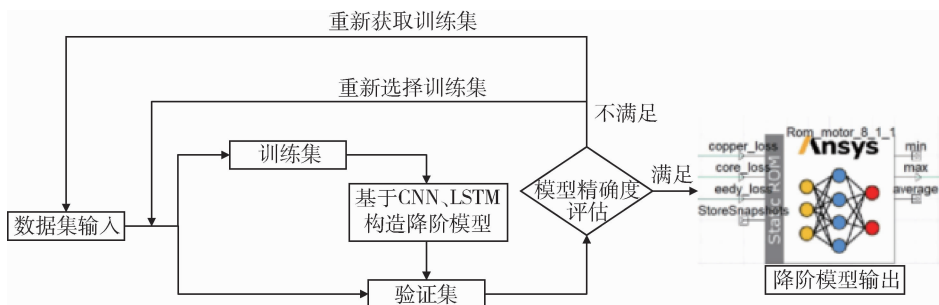


图9 模型降阶流程

3 热孪生体模型标定

在降阶模型进行实际应用之前, 需对模型进行

标定, 以保证降阶模型的精度. 由于热孪生体模型非线性强, 较为繁杂, 且还需要根据实际机电复合传动系统的退化现象进行参数的在线更新, 所以工作量极大的传统标定方法并不适配. 本文使用了自动寻优算法进行离线标定, 使用 BP 神经网络进行

在线标定.

3.1 降阶模型离线标定

与传统的标定方法不同, 本文选择的离线标定部分采用自动优化标定通过建立相应的目标函数, 采用梯度类算法的优化算法, 进行自动寻找最优控制参数. 另一方面, 通过系统辨识方法获取的系统参数也能够很好地应用于被控系统中.

本文离线标定过程中定义两个待优化变量, 且由于热模型非线性较强, 所以选择梯度法中的 Quasi-Newton 法对热模型进行标定, 此方法对处理非线性模型效果较好, 且多用于神经网络模型中^[18].

在离线标定优化过程前, 进行对优化次数、目标可接受标准的定义. 标定迭代过程如下, 罚函数越来越低, 最终达到可以接受的标准, 完成模型的离线标定.

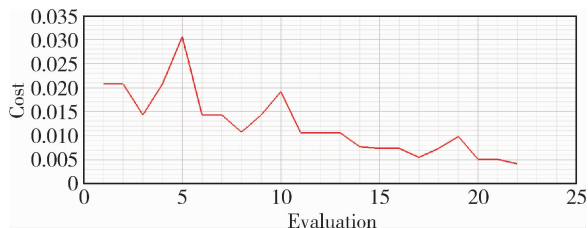


图10 离线标定优化过程

3.2 降阶模型在线标定

针对单一状态下的机电复合传动热模型的离线标定参数, 难以刻画机电复合传动系统在运行过程中环境变化和零部件老化对热模型的影响. 针对数字孪生对机电复合传动热孪生体模型在全任务剖面高置信度的要求, 也针对数字孪生技术的最大特点和难点, 本文使用了机电复合传动热孪生体模型自适应更新方法. 应用在线自动标定技术, 通过采集设备历史运行工况下数据, 对热模型标定参数进行不断修正, 以保证热模型运行过程中的精度. 其提供的模型自更新的特性, 也符合数字孪生模型全生命周期的要求^[19].

3.2.1 热模型标定数据采集及处理系统

要进行降阶模型的在线标定, 需要机电复合传动系统实物台架与数字孪生体能够实时进行数据交换, 其中实物台架的数据需要采集和处理才能进入数字孪生体, 进行后续的在线标定. 针对此问题, 本文开发了热模型标定数据采集及处理系统. 此系统包含采集硬件与软件两部分组成, 硬件部分主要负责实验数据采集, 软件部分主要负责进行数据处理和转换.

硬件部分由于本文应用场景为永磁同步电机试验台架, 所以数采设备采用 CAN 协议, Data Connector Component 作为 Twin Builder 的通讯模块采用了 TCP/IP 协议, 由于这两个数据终端所用字符集不同, 因此无法直接进行通信. 为了能进行通信, 需要一个中间设备, 可以将两个数据终端各自字符集中的字符变换为对方终端字符集的字符.

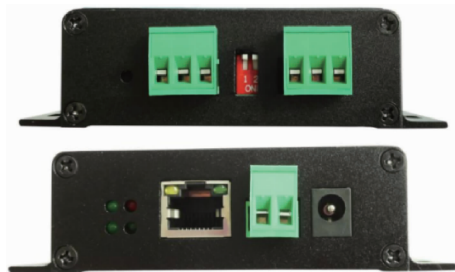


图11 CAN转TCP/IP转换器

为适配合架试验环境, 选择 CAN 转 USB 转换器进行数据采集和转化, 它集成有 CAN 总线接口和 USB 接口, 可以和带有 USB 接口的电脑进行通信, 通过软件解析出数据之后再把数据打包成 TCP/IP 协议格式从而与 Data Connector Component 进行通信.

软件部分采用 python 开发通讯软件进行数据处理和转换, 能够实现 CAN 信号转换至热模型能够接收的数据形式, 完成 CAN 格式的数据解析、数据打包和转发. 具有易维护、操作简单, 可扩展性好的优点.

实验设备与数字孪生体之间数据通讯方面, 用 python 代码编写客户端以从实验设备向数字孪生体输出数据. 数字孪生体用 Data Connector Component 通讯模块在瞬态模拟期间通过网络使用 TCP/IP 通信向远程应用程序发送和接收真实值.

台架数据通过 CAN 转 USB 设备发送从 CAN 转换的 USB 数据包给 TCP_transfer.py 程序, 该程序首先绑定 USB 接口, 接收 USB 数据包, 然后再设置一个服务端口, 把接收到的数据包解析之后取出帧中数据, 按照 Data Connector Component 要求的格式重新排列, 再通过服务端口发送给 Data Connector Component, 从而实现跨设备通信.

3.2.2 降阶模型在线标定

在线标定作为降阶模型标定的最关键步骤, 其精度显著影响着降阶模型的计算精度以及数字孪生体跟随永磁同步电机全生命周期的更新能力.

对于在线标定的算法选择，由于 BP 神经网络求解最优控制问题的优势在于其强大的非线性逼近能力，所以本文选择 BP 神经网络进行具有强非线性的热孪生体的在线参数标定。BP 神经网络是一种多层前馈神经网络，通过反向传播算法进行训练，由输入层、隐藏层和输出层组成，结构如下图所示^[20]。

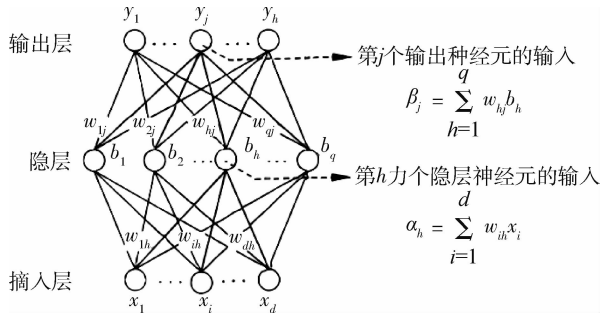


图 12 BP 神经网络结构

对于标定参数的选择方面，由于降阶模型的输入参数有 9 个，其中环境温度等三个工况系数由实际情况可得，产热的四个系数根据工况可计算得到，但关键部位的热阻无法实时测量，且随着实物系统的运行，热阻系数可能会发生变化，故需要对热阻进行标定。

通过大量工况数据和温度数据与热阻数据进行训练，训练出的 BP 神经网络会根据实际温度与工况系数反求热阻，再将求得的热阻输入热孪生体模型，得到仿真温度数据。

永磁同步电机降阶模型在线标定流程如下图所示，机电复合传动台架输出实际绕阻温度，ROM 降阶模型输出仿真绕阻温度，比较两者误差，当误差大于设定上限后，启动在线标定。将实际绕阻温度输入 BP 神经网络，输出对应热阻系数，再将输出的热阻更新至 ROM 降阶模型，如此循环，实现模型的在线标定。

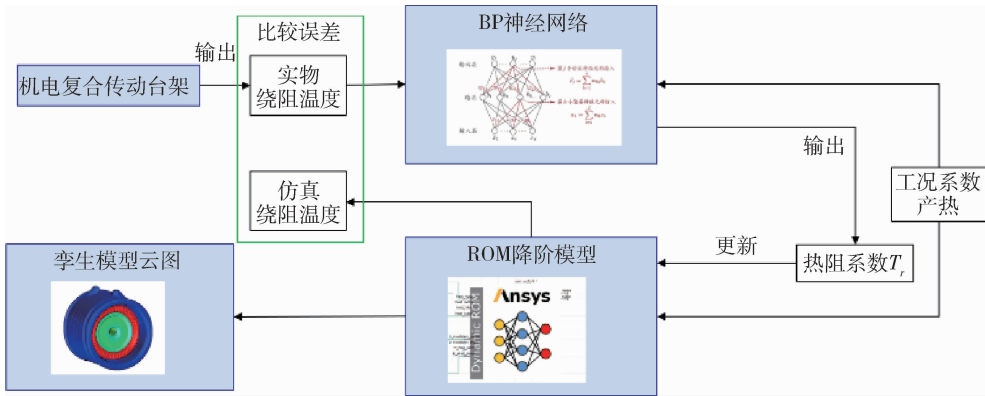


图 13 模型在线标定流程

4 降阶模型精度验证

数字孪生体模型构建完成后，通过预先计算的用于验证模型精度的数据集对建立的热孪生体模型进行仿真精度的验证，将热孪生体仿真输出结果与有限元仿真输出结果进行精度对比，如图 14 所示。

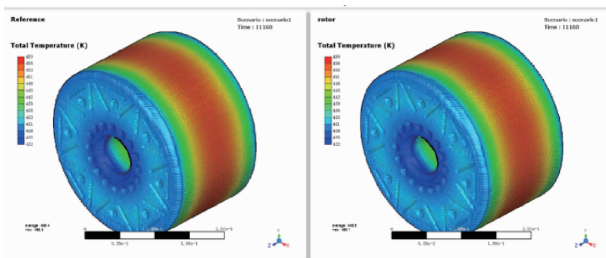


图 14 热孪生体模型与有限元模型数据温度场对比图

组有限元仿真数据中此点温度与热孪生体模型计算得到的温度做对比，对比曲线如下图所示，具体数值如下表。由图、表可得，降阶模型精度满足要求。

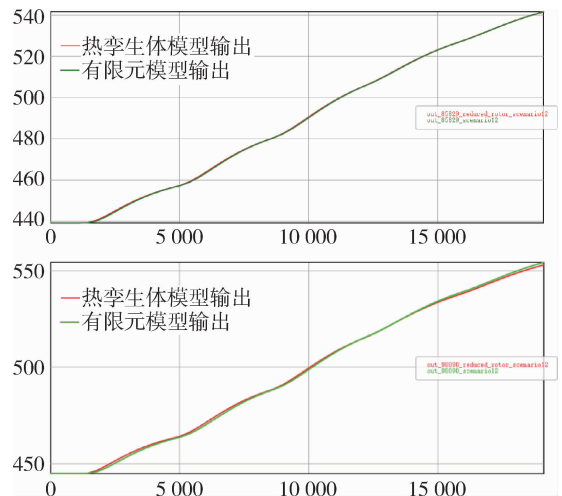


图 17 第一组数据电机转子温度曲线对比图

选取模型其中两个点的温度值进行监测，将三

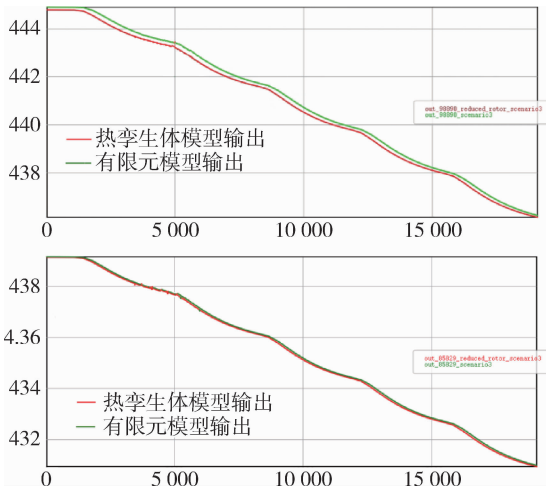


图 18 第二组数据电机转子温度曲线对比图

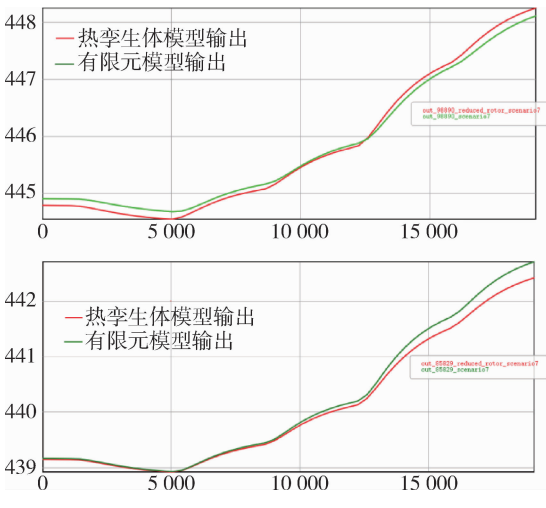


图 19 第三组数据电机转子温度曲线对比图

表 2 第一组仿真数据与热孪生体模型温度对比

时间/s	仿真数据温度/K	热孪生体模型温度/K
0	444.910	444.793
4 680	463.926	463.616
8 640	488.655	488.445
11 880	513.687	513.663
15 480	538.462	537.610

表 3 第二组仿真数据与热孪生体模型温度对比

时间/s	仿真数据温度/K	热孪生体模型温度/K
0	444.910	444.793
4 680	443.487	443.337
8 640	441.627	441.469
11 880	439.900	439.783
15 480	438.601	437.966

表 4 第三组仿真数据与热孪生体模型温度对比

时间/s	仿真数据温度/K	热孪生体模型温度/K
0	444.910	444.793
4 680	444.693	444.559
8 640	445.166	445.083
11 880	445.841	445.794
15 480	447.303	437.223

5 总结

本文针对永磁同步电机关键部位缺少准确有效的热状态监测手段的问题，对电机关键部位进行了有限元建模，并通过有限元仿真获得的数据，通过卷积神经网络和长短时记忆网络的方法对多输入多输出的强非线性有限元模型进行了降阶，得到了降阶模型，并根据方式实施的具体场景开发了相应的数据通讯模块，通过算法-模型-数据采集与处理系统等各软硬件模块的协作交互，完成用于模型标定的试验数据在线采集和传输，最后基于 Quasi-Newton 法和 BP 神经网络完成了模型的离线和在线标定。通过了测试样本针对所得降阶模型的精确性和实时性的评估。结果表明基于卷积神经网络与长短时记忆网络的降阶模型能够满足精确性和实时性的要求。

由于本文的降阶模型训练的数据由试验台架的稳态工况提供，对于变化较大的瞬态工况的热状态预测准确度仍需提升，后续工作需要更多的复杂工况进行仿真与训练，拓宽永磁同步电机数字孪生热模型的预测范围。

参考文献：

- [1] 马田, 王志涛, 张欣, 等. 履带车辆电传动系统减速机构热特性 [J]. 兵工学报, 2021.
- [2] 张旭. 基于数字孪生的 IGBT 结温监测方法研究 [D]. 哈尔滨工业大学, 2021.
- [3] 高成, 王长鑫, 黄姣英. 碳化硅功率器件结温提取方法研究综述 [J]. 电子测试, 2020, (11): 40-45.
- [4] 王莉娜, 邓洁, 杨军一, 李武华. Si 和 SiC 功率器件结温提取技术现状及展望 [J]. 电工技术学报, 2019, 34 (04): 703-716

文章编号: 1009-4687(2024)04-0022-05

基于 MATLAB 的纯电动商用车能耗仿真

张 启

(陕西法士特松正电驱系统股份有限公司, 西安 712046)

摘要: 介绍了一种能耗仿真计算方法, 用来判断固定线路运行的纯电动商用车能否通过动能回收来达到零电耗或较小电耗的状态, 通过本能耗仿真计算方法, 选择更合适当前固定线路的永磁电机。本文选择了市场上在不同重型商用车上使用的 3 款永磁电机参数, 通过仿真验证不同的永磁电机对车辆的能耗的影响, 选出最适合当前线路的永磁电机, 结果表明通过能耗仿真方法能够帮助我们选择更合适的电机。

关键词: 能耗仿真; 重型商用车; 纯电动汽车; 电机

中图分类号: U463.63

文献标识码: A

MATLAB-based Simulation of Energy Consumption of Pure Electric Commercial Vehicle

ZHANG Qi

(Shanxi Fast Santroll Electric Drive System Co., Ltd., Xian 712046, China)

Abstract: An energy consumption simulation calculation method is introduced to determine whether a pure electric commercial vehicle running on a fixed line can achieve a state of zero or less power consumption through kinetic energy recovery, and to select a more suitable permanent magnet motor for the current fixed line through this energy consumption simulation calculation method. In this paper, three PM motors used in different heavy-duty commercial vehicles in the market are selected to verify the influence of different PM motors on the energy consumption of the vehicle through simulation, and select the most suitable PM motor for the current route, and the results show that the energy consumption simulation method can help us to select a more suitable motor.

Key words: energy consumption simulation; heavy commercial vehicle; pure electric vehicle; electric motor

随着纯电动汽车行业的发展, 纯电动商用车的市场占有率也在不断提高, 在一些封闭运营的场景中, 纯电动车商用车对比燃油商用车可以极大的降低运营成本^{[1][2]}, 纯电动商用车的占有率甚至能达到 60% 以上。在一些高海拔落差的运行路线中可以达到少充电甚至不充电的状态, 纯电动商用车使用电能完成空载上坡, 车辆在山上完成货物装载, 然后载满货物的车辆在下坡中通过电机制动回收电能, 行驶到目的地后卸下货物后, 车辆通过电池剩余电量再完成空载上坡, 这样循环往复。通常

一个矿场运营时间能达到 3-10 年, 选择一款合适的新能源商用车能极大的降低运营成本。

当前市场上的纯电动商用车种类繁多, 电池类型、电池容量、电机功率都是可选择项, 选到一款合适的车辆需要从多角度考虑, 如果选择的车辆不适合当前路线的运营, 轻则提高运营成本, 重则无法正常运营, 被迫减少车辆单次运输量。永磁电机的功率大小不仅会直接影响载货质量、爬坡能力、加速能力, 也会影响车辆的制动能力, 使用电机的车辆能通过电机制动进行能量回收^[3], 本文将从

电机角度提供一种能耗仿真的方法，通过对不同功率的永磁电机在同一路线下做能耗仿真，对能耗表现进行排名和分析，为纯电动商用车电机的选择提供部分参考意义。

本文将提供一个下坡路线的路谱、两种不同制成工艺的电机、两种不同功率的电机。其中两种制成工艺制作的电机分别为永磁圆线电机和永磁扁线电机，两种功率分别为常规功率和较大功率。提供一个通过仿真软件搭建仿真模型的方法，让搭载不同电机的车辆运行在同一路谱下，在同一仿真模型下获得能耗仿真结果进行对比，选择最适合此线路运营车辆的电机。

1 仿真路谱

本文提供的路谱录制于中国重庆某地区，通过将手持式 GPS 设备固定在驾驶室，在车辆运行过程中，设备会采集车辆车速、海拔、行驶距离、经纬度等信息，录制完毕后将信息进行收集和汇总。

1.1 下坡路谱

下坡路谱行驶距离和海拔关系见图 1。

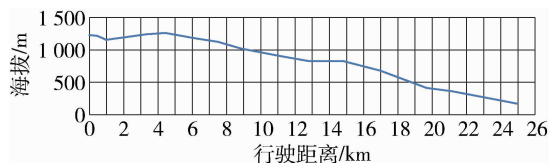


图 1 下坡路谱

1.2 上坡路谱

上坡路谱行驶距离和海拔关系见图 2。

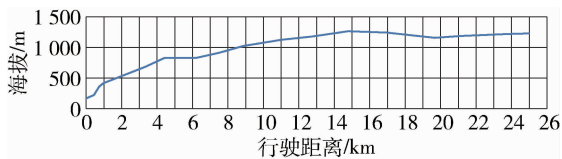


图 2 上坡路谱

2 仿真模型建立

2.1 驾驶员模型

根据路谱中需求车速和当前车速计算车辆加速度需求，将加速度识别为加速和减速信号^[4]，见图 3。

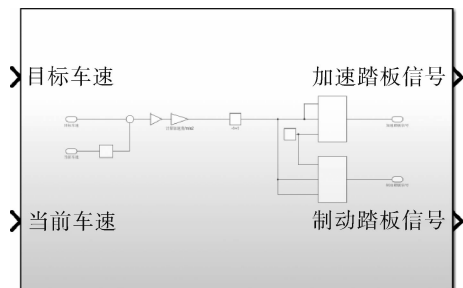


图 3 驾驶员模型

2.2 车辆模型

本车辆模型所引用的车辆参数如下，见表 1，变速箱模型使用 4 档 AMT 自动变速箱，见表 2。

表 1 车辆参数

项目	数值	项目	数值
满载质量/kg	49 000	空载质量/kg	18 000
迎风面积/m ²	4.5	轮胎滚动半径/m	0.527
空气阻力系数	0.5	后桥传动比	6.733
滚动阻力系数	0.076 + 0.000 056u _a ^[3]	后桥传动效率	0.97
旋转质量换算系数	1.1	变速箱档位数	4

表 2 变速箱参数

变速箱档位	速比	效率
1 档	8.482	0.96
2 档	3.54	0.97
3 档	1.73	0.97
4 档	0.988	0.98

车速、加速踏板信号、制动踏板信号、当前爬坡度输入到整车模型模块后，可计算出当前时刻车辆需求的电机扭矩和电机转速，见图 4。整车模型包含阻力模型、变速箱模型。在阻力模型中整车受到的阻力主要有滚动阻力、空气阻力、坡度阻力、加速阻力，各阻力的计算公式可在教育课本中找到^[5]。变速箱模型简化换挡模型，采用车速判断档位的控制策略，即按照车速判断当前的档位，并根据档位信息对应出变速箱效率。

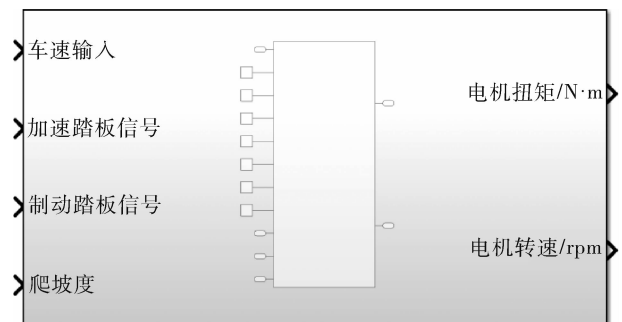


图 4 整车模型

2.3 电机模型

电机模型分为三个部分，分别为转矩校核、运

行时间校核、电动馈电效率查表，见图 5。

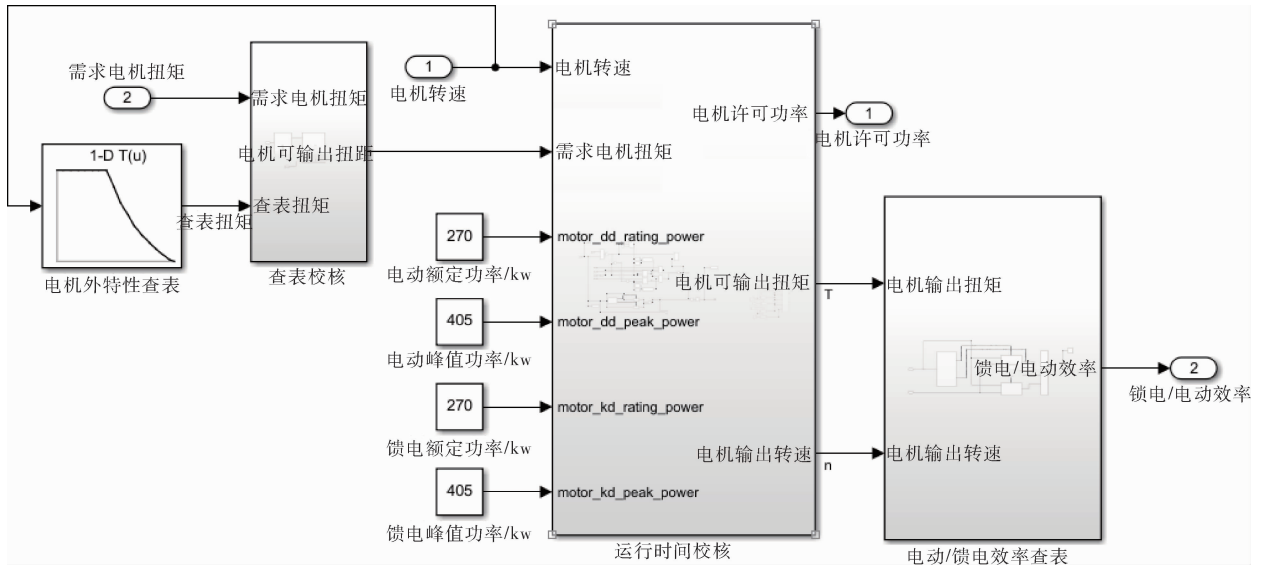


图 5 电机模型

转矩校核是以电机需求转速进行查表，校核需求电机转矩是否符合电机外特性。当电机为电动状态时，需求电机转矩小于电机外特性查表转矩，则电机输出需求转矩；需求电机转矩大于电机外特性查表转矩，则电机输出查表转矩。当电机为馈电状态时，电机转矩值为负值，当需求电机转矩大于电机外特性查表转矩，则电机输出需求转矩；当需求电机转矩小于电机外特性查表转矩，则电机输出查表转矩。

电机在实际运行过程中，因为电机损耗发热的原因，电机温度会不断升高，当电机发热和散热达到热平衡后，电机温度将不再升高。当电机工作在额定功率时，电机的温度稳定在安全范围内，电机在大于额定功率的状态下运行，电机温度会持续升高，当温度高于设定安全温度后，就需要对电机进行功率限制，确保电机不会因为过温而失效。为简化此部分模型，本次将热累计部分简化为时间累计，当电机运行功率大于额定功率时，开始累计时间，当累计时间大于 60 秒后，限制电机只能以额定功率继续运行，限功率 60 秒后，解除功率限制。

校核后的电机转矩和电机转速通过查表获取电机效率，此效率用于能耗计算。

本次使用的电机参数如下，见表 3 至表 5。其中电机 1 和电机 2 额定功率、峰值功率、额定转矩、峰值转矩等参数一致，只有制成工艺不一致，电机 1 为圆线永磁电机，电机 2 为扁线永磁电机，圆线即是常见的用于电机定子绕组的圆铜线，扁线是指

采用扁铜线替代原有的圆铜线，使用扁铜线制成的永磁电机以其高槽满率、高功率密度、良好的 NVH 性能、更小的尺寸，以及更好的热传导和散热性能等优势^[6]。对比获取到的两电机的效率 map，电机 2 的效率要略优于电机 1。电机 2 和电机 3 都是扁线永磁电机，电机 3 的额定功率、峰值功率、额定转速、额定转矩要高于电机 2，电机 2 和电机 3 的峰值转速和峰值转矩一致，电机 2 和电机 3 的效率接近。

表 3 电机 1 参数

项目	数值	项目	数值
制成工艺	圆线	峰值功率/kW	405
额定功率/kW	270	峰值转速/($r \cdot \min^{-1}$)	3 500
额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	1 800	峰值转矩/N·m	2 400
额定转矩/N·m	1 430		

表 4 电机 2 参数

项目	数值	项目	数值
制成工艺	扁线	峰值功率/kW	405
额定功率/kW	270	峰值转速/($r \cdot \min^{-1}$)	3 500
额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	1 800	峰值转矩/N·m	2 400
额定转矩/N·m	1 430		

表 5 电机 3 参数

W 项目	数值	项目	数值
制成工艺	扁线	峰值功率/kW	550
额定功率/kW	370	峰值转速/($r \cdot \min^{-1}$)	3 500
额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	2 078	峰值转矩/N·m	2 400
额定转矩/N·m	1 700		

2.4 电耗计算模型

在上一模块中通过校核完后的电机转矩和转速可以计算得到电机许可功率，并通过查表获取当前电机的效率。在电耗计算模块中，电机输入端功率可通过电机输出功率和电机效率计算得到，再对电机输入端功率进行积分计算可得出各时间点的电耗，见图6。

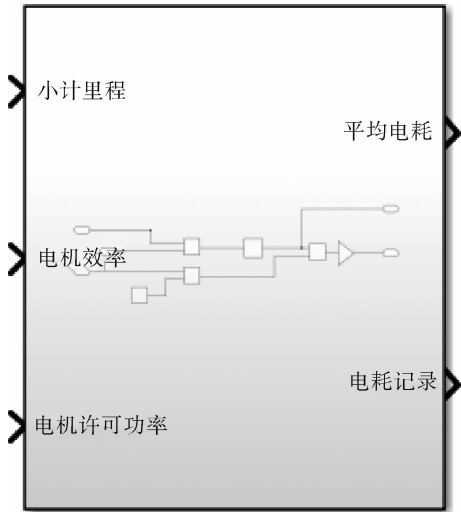


图6 电耗计算

电耗为 266.07 kWh/100 km。

电机2较之电机1在上坡阶段节能0.73 kWh，电机2较之电机3在上坡阶段节能0.25 kWh。

本次重载下坡能耗仿真时，分别输入电机1、电机2、电机3的电机参数、电机效率map和电机外特性，驾驶员模型中的路谱选用下坡路谱，车辆模型种的车辆重量选用满载质量，其余车辆参数保持一致，分别获得能耗记录数据。

表7 重载下坡仿真结果

电机型号	小计电量/kWh	平均电耗/(kWh · (100 km) ⁻¹)
电机1	-106.12	-422.66
电机2	-106.86	-425.60
电机3	-113.66	-452.71

重载下坡的能耗仿真结果见上表7，负值代表此路段电机制动回收的电量，电机1在此路谱下的小计电量为-106.12 kWh，电机2在此路谱下的小计电量为-106.86 kWh，电机3在此路谱下的小计电量为-113.66 kWh，下坡时距离也为25.11 km，计算可得电机1的平均电耗为-422.66 kWh/100 km，电机2的平均电耗为-425.60 kwh/100 km，电机3的平均电耗为-452.71 kWh/100 km。

电机2较之电机1在下坡阶段多回收电能0.74 kWh，电机3较之电机2在此下坡阶段能多回收电能6.80 kWh。

从数据上看，下坡制动回收的电量大于上坡电动消耗的电量，车辆在此路谱下运行无需充电，但是模型未考虑电机控制器、电池的损耗，以及其他车载用电器的电耗，如果将这些因素都考虑上，车辆空载上坡消耗的电量更多，车辆重载下坡回收的电量更少。再结合实际运行时，装卸的货物需要运输到就近码头或仓库，此路段海拔落差很小，车辆行驶需要使用电池中电能。所以在实际运行时，车辆虽然在上下坡路段回收了很多电能，但是这部分电能会在别的路段消耗掉，大多数情况都需要去充电桩补电。

3 仿真结果

本次空载上坡能耗仿真时，分别输入电机1、电机2、电机3的电机参数、电机效率map和电机外特性，驾驶员模型中的路谱选用上坡路谱，车辆模型种的车辆重量选用空载质量，其余车辆参数保持一致，分别获得能耗记录数据。

表6 空载上坡仿真结果

电机型号	小计电量/kWh	平均电耗/(kWh · (100 km) ⁻¹)
电机1	67.28	267.98
电机2	66.55	265.07
电机3	66.80	266.07

空载上坡的能耗仿真结果见上表6，电机1在此路谱下的小计电量为67.28 kWh，电机2在此路谱下的小计电量为66.55 kWh，电机3在此路谱下的小计电量为66.80 kWh，对速度进行时间积分运算，获取到此路谱的距离为25.11 km，计算可得电机1的平均电耗为267.98 kWh/100 km，电机2的平均电耗为265.07kwh/100 km，电机3的平均

表8 上下坡仿真结果

电机型号	小计电量/kWh	平均电耗/(kWh/100 km)
电机1	-38.84	-154.68
电机2	-40.31	-160.53
电机3	-46.86	-186.64

本次仿真只考虑此路谱上下坡路段，将上下坡的仿真结果汇总，见表 8。在此路谱下电机 2 较之电机 1 多回收电能 1.47 kWh，在此路谱下电机 3 较之电机 2 多回收电能 6.55 kWh。按照每天在此路段运行 6 次，每辆车每年 270 个工作日可以正常出勤考虑，电机 2 比电机 1 年均多回收电能 2381 kWh，电机 3 比电机 2 年均多回收电能 10611 kWh，按照 0.8 元/kWh 考虑的话，使用电机 2 的车辆比使用电机 1 的车辆，每年可形成 1904 元经济效益，使用电机 3 的车辆比使用电机 2 的车辆，每年可形成 8849 元经济效益。选择合适的电机能形成巨大的经济效益。

4 差异性分析

考虑到车辆下坡路段，使用不同电机回收电能存在的差异最大，对此路段电机 2 运行数据进行提取并分析，见图 7。

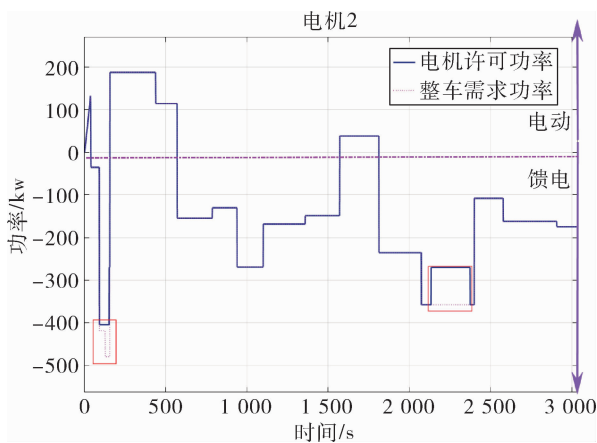


图 7 电机 2 功率分析

此图横坐标为时间，纵坐标功率，纵坐标 0 刻度以上为电动功率，纵坐标 0 刻度以下为馈电功率，图中用紫色线做了示意说明。图中粉色虚线为整车需求功率，蓝色实线为电机许可功率，蓝色实线和粉色虚线在电动范围内均重叠，在馈电范围内有两段不重叠，不重叠区域已用红色方框框选，不重叠原因是有些时刻整车需求功率大于电机许可功率。

左侧红色方框处整车需求制动功率需求接近 500 kW，而电机 2 可输出的峰值功率只有 405 kW，单靠电机无法响应制动需求，此时机械制动参与制

动，共同完成制动过程。右侧红色方框处整车制动功率需求在 370 kW，且制动时间接近 300s，电机 2 按此功率参与制动时，会在 60s 后触发温度保护，60s 后电机需要降低至额定功率运行，单靠电机无法响应制动需求，此时机械制动参与制动，共同完成制动过程。

电机 3 的峰值功率在 550 kW，额定功率在 370kW，车辆选用电机 3 在此路段工作时，无需机械制动参与，电机 3 即可响应所有制动需求。

从上述分析中我们可以得出结论，在车辆重载下坡时，选择更大功率的电机更能避免机械制动参与制动过程，电机可以回收更多电量，能提升整车的能耗表现。

5 结 语

1) 扁线永磁电机在车辆上的能耗表现要略优于圆线永磁电机，这是因为扁铜相比于圆线有高槽满率、高功率密度、良好的 NVH 性能、更小的尺寸，以及更好的热传导和散热性能等优势，在实际选择中可关注两种电机的效率 map 图。

2) 在重载下坡的运行路线中，如需机械制动频繁介入，则选择更大功率的电机，能回收更多的电能，提升整车的能耗表现。

3) 通过模型的仿真，能在车辆购置前电机选择提供参考意义，具备一定的经济效益。

参考文献：

- [1] 许宏宇. 新能源卡车在露天煤矿的发展现状与展望 [J]. 露天采矿技术, 2023, 38 (03): 52-54.
- [2] 袁云刚, 王田, 庞帅. 电动矿卡在安徽长九矿山开采工程中的应用研究 [J]. 世界有色金属, 2022, (19): 34-36.
- [3] 苗军. 电动汽车再生制动控制策略研究 [D]. 北京: 北方工业大学, 2011.
- [4] GB/T 38146.2-2019, 中国汽车行驶工况—第 2 部分: 重型商用车辆 [S].
- [5] 余志生. 汽车理论 (第 3 版) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [6] 袁可欣, 厉伟, 张炳义, 等. 新能源汽车圆扁铜线永磁同步电机对比分析 [J]. 防爆电机, 2023, 58 (04): 8-11.

文章编号: 1009-4687(2024)04-0027-05

轮式特种车辆传动系统可靠性台架试验加载研究

王庆峰, 张喜明, 毕研宝, 白岩, 王明成

(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

摘要: 为了使轮式特种车辆传动系统台架试验更加符合车辆实际使用情况, 提出了基于实车载荷数据的传动系统台架试验方法. 对某型轮式特种车辆在寒冷地区、湿热地区、砂石路面、高原地区、起伏路面、铺面路6种地区/工况的车速及轮边载荷分布特点进行了分析, 得到了扭矩、车速-运行时间比例特征; 基于旋转计数法, 分析了某型轮式特种车辆在6种地区/工况的损伤; 进而参考实车试验转速-转矩分布, 以台架试验与实车损伤等效为原则, 得到了传动系统台架试验加载工况, 为轮式特种车辆传动系统可靠性台架试验提供了重要支撑.

关键词: 传动系统; 载荷谱; 可靠性; 轮式特种车辆

中图分类号: U467

文献标识码: A

Reliability Test Loading Study of Transmission System for Wheeled Armored Vehicles in Bench Test

WANG Qingfeng, ZHANG Ximing, BI Yanbao, BAI Yan, WANG Mingcheng
(China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: In order to make the transmission system of the special wheeled vehicle bench test more in line with the actual use of the vehicle, the transmission system bench test method based on real vehicle load data is proposed. The vehicle speed and wheelside load distribution characteristics of the special wheeled vehicle in six areas/conditions were analyzed, and the torque, vehicle speed-running time ratio characteristics were obtained; based on the rotational counting method, the damages of the special wheeled vehicle in six areas/conditions were analyzed; and then, with reference to the real-vehicle test rotation speed - Torque distribution, based on the principle of damage equivalence between the bench test and the real vehicle, the loading conditions of the drive train bench test are obtained, which provides an important support for the system reliability bench test.

Key words: transmission system; load spectrum; reliability; wheeled armored vehicles

轮式特种车辆可靠性是其重要性能, 关乎其战场生存能力. 目前, 装备定型常根据 GJB59.62《装甲车辆试验规程耐久性试验》规定, 开展不同路面、不同地区 20 000 km 的实车循环试验来验证其可靠性. 而对于传动系统可靠性验证, 开展实车试验多面临成本高、周期长的困难. 因此, 轮式特种车辆传动系统在开发过程常采用台架试验来验证其可靠性. WJ20216.4-2016《轮式战车传动系统台架试验方法第4部分: 传动箱》推荐了采用设

计最大输入扭矩和发动机最大扭矩转速转化为传动箱输入转速开展耐久性台架试验考核传动箱. 该方法输入扭矩过大, 不能反映实车使用状态. 本研究在分析车辆实车试验特点的基础之上, 结合台架模拟载荷加载特点, 对轮式车辆实车车速和传动系统载荷数据进行统计分析, 提出利用实车实测载荷损伤数作为传动系统台架试验考核的依据, 将现场试验与室内台架试验统一起来, 使室内台架试验方案更符合车辆实际使用特点.

1 试验原理

齿轮是传动系统传递功率的核心元件,在传动系统工作过程中,齿轮受到的扭矩是连续的载荷,齿轮持续啮合传递动力.而对于齿轮上的每一个轮齿,在齿轮每旋转一周的过程中,经历了啮合、脱离的过程,单个轮齿受到的载荷为脉动循环载荷.一对啮合齿轮副齿轮旋转一圈,所有轮齿均啮合一次,单个轮齿经受一次载荷,称为齿轮轮齿弯曲一次.

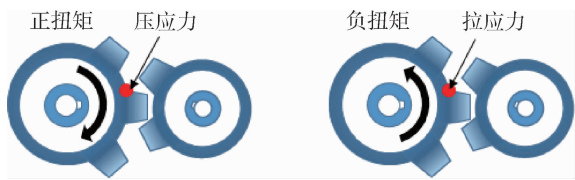


图1 齿轮啮合过程受载示意图

根据齿轮标准 ISO 6336,基于 Palmgren Miner 准则的齿轮线性损伤累积等效理论应用.该理论认为,齿轮在一系列不同的重复应力水平下工作所造成的疲劳累积损伤度,等于每一个应力水平的应力循环次数与材料应力循环次数特性线(即 $S-N$ 曲线)上该应力水平对应的循环次数的比值之和.即齿轮(轮齿)在随机载荷作用下疲劳危险部位所受到的损伤 D 为:

$$D = \sum_i D_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (1)$$

假定齿根疲劳危险点应力水平 S 与轴扭矩 T 之间呈线性关系为 $S = KT$ (K 为常数).

假设用于制造相关齿轮材料的 $S-N$ 曲线为 $N \cdot S^b = C$ (式中, N 为循环周次, S 为载荷幅值, b 和 C 为材料参数),在每一次 S_i 作用下寿命为

$$\frac{1}{N_i} = \frac{S_i^b}{C} \quad (2)$$

则:

$$D = \frac{\sum_i n_i S_i^b}{C} = \frac{K}{C} \sum_i n_i T_i^b \quad (3)$$

由于 K 和 C 都是常数,所以真正代表载荷对齿根疲劳危险部位造成损伤程度的量值为,这一极其重要的数值称为“损伤数 (Damage Number)”.要使得两个不同的载荷下齿轮的损伤等效,则需满足损伤数相同.那么,根据上式,可以将所有载荷根据损伤等效原理,损伤等效计算为同一个恒定的

载荷.且载荷越大,所需的循环次数越少,也能够达到加速台架疲劳寿命试验的目的.台架试验设计流程如下:

1) 根据实车试验数据,统计车辆在不同路面、地区车速分布特点.

2) 分析车辆行驶过程中传动系统载荷数据,对传动轴扭矩载荷进行统计.在此基础上,进行旋转计数法统计 AT 实车试验损伤数;

3) 按照 GJB 对轮式特种车辆实车试验行驶里程不同路面、地区比例要求,对表征传动系统损伤数按里程外推;

4) 依据传动系统实车试验损伤数与台架模拟试验损伤数等效的原则,确定台架试验加载的扭矩和转速,制定传动系统耐久性室内试验方案.

2 实车工况统计

统计了某型轮式特种车辆在寒冷地区、湿热地区、砂石路面、高原地区、起伏路面、铺面路 6 种地区/工况的车速及轮边载荷分布特点,总计行驶里程 8000 公里、行驶时长 230 小时(有效行驶时间,剔除车辆静止时间).下图为某型轮式特种车辆在不同地区试验车速-轮边载荷局部曲线.

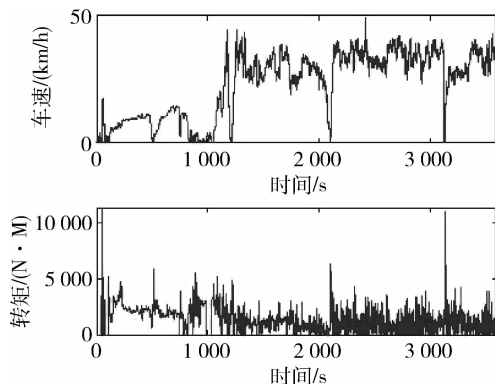


图2 寒冷地区车速-轮边载荷曲线

测试的扭矩、车速等数据进行分布区间划分,结果如下:

3 损伤计数

根据 1 节中的传动系统损伤计算公式,依次计算某型轮式特种车辆传动系统在寒冷地区、湿热地区、砂石路面、高原地区、起伏路面、铺面路 6 种地区/工况试验损伤数,如下表.下图为寒冷地区

传动系统累积损伤曲线.

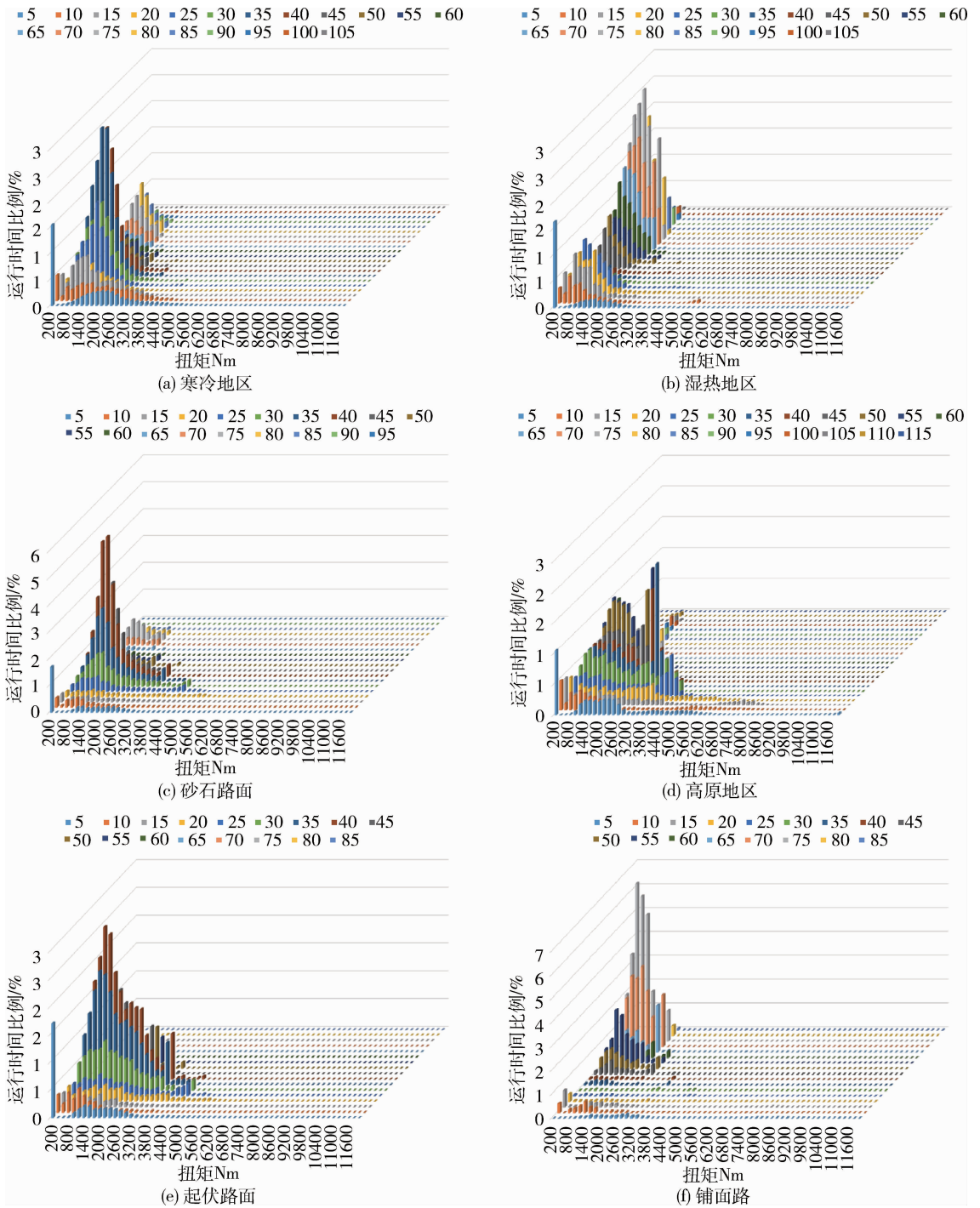


图 3 扭矩、车速-运行时间比例分布图

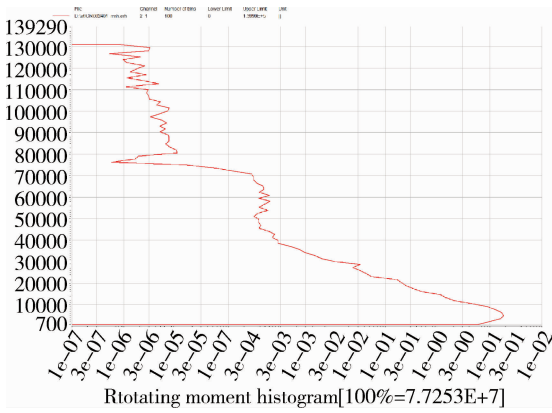


图4 寒冷地区传动系统累积损伤曲线

4 台架试验载荷确定

对总行驶时间中各档位行驶时间及占比进行分析, 结果见下图. 总体来看, 行驶时间占比最高的

是 4 档和 5 档, 分别占比 24% 和 19%.

台架试验需确定档位、转速、转矩和运行时间 4 个参数, 选取试验档位、加载转速、转矩幅值、加载循环时间等为决策变量, 以可靠性验证指标为目标函数, 得到各工况最优决策组合. 其中, 转速工况应满足比例与实车试验转速分布相识. 通过上文分析, 可得到某型轮式特种车辆在寒冷地区、湿热地区、砂石路面、高原地区、起伏路面、铺面路 6 种地区/工况试验车速-行驶时间比例总体分布, 如下图所示. 从图中可以看出该型轮式特种车辆行驶车速在低速 (5 km/h ~ 10 km/h)、中速 (35 km/h ~ 45 km/h) 和中铺面路 (70 km/h ~ 85 km/h) 集中, 综合考虑车辆最高车速 120 km/h, 在台架试验中主要设计低速 (5 km/h)、中速 (40km/h)、中铺面路 (75km/h) 和铺面路 (120 km/h) 4 种车速工况, 时间比例分别为 16. 93%、69. 13%、13. 31% 和 0. 63%.

表 1 不同地区损伤数汇总表

地区	高原地区	寒冷地区	湿热地区	砂石路面	起伏路面	铺面路	总计
里程 km	862	2 864	548	3 663	797	56	8 734
损伤	4. 06E + 24	9. 75E + 23	7. 45E + 22	6. 18E + 24	1. 23E + 24	2. 36E + 22	1. 25E + 25

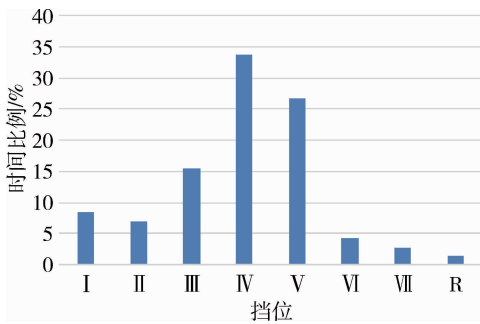


图 5 档位-行驶时间比例图

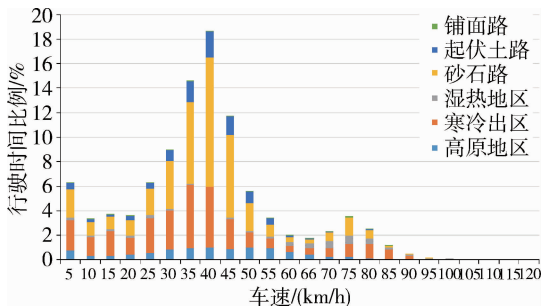


图 5 总体车速-行驶时间比例图

参考实车试验个转速区间转矩分布特点, 台架试验负荷设为对应转速点功率的 50%、75% 和

100%. 各车速、负荷工况点加载时间比例参考实车统计, 同时应满足可靠性试验总里程大于等于要求值、台架试验损伤与实车试验损伤等效. 在以上约束条件下, 计算出各车速、负荷工况点加载时间比例如下表所示.

表 2 不同车速、负荷工况试验加载时间比例分配

工况	车速 / (km · h ⁻¹)	负荷	试验时间比例%
1	5	50%	4. 01
		75%	14. 69
		100%	8. 01
2	40	50%	8. 45
		75%	31. 00
		100%	16. 91
3	75	50%	1. 71
		75%	6. 28
		100%	3. 42
4	120	50%	0. 66
		75%	2. 41
		100%	1. 31
5	—	0	1. 01

试验过程按照4小时为一个试验循环, 挡位、车速和载荷由低到高顺序加载。通过计算, 以固定目标里程为要求, 台架试验损伤数为实车的1.05倍, 满足要求。

6 结论

针对当前轮式特种车辆传动系统可靠性台架试验加载载荷不能反映实车使用特点的问题, 开展轮式特种车辆传动系统可靠性台架试验加载研究, 提出了基于损伤等效的可靠性台架试验方法, 得到了加载工况, 具体结论如下:

1) 统计了总计行驶里程8 000公里的某型轮式特种车辆在寒冷地区、湿热地区、砂石路面、高原地区、起伏路面、铺面路6种地区/工况的车速

及轮边载荷分布特点, 形成了扭矩、车速-运行时间比例分布图;

2) 基于旋转计数法, 分析了某型轮式特种车辆在寒冷地区、湿热地区、砂石路面、高原地区、起伏路面、铺面路6种地区/工况的损伤;

3) 参考实车试验转速-转矩分布, 以台架试验损伤等效为原则, 得到了传动系统台架试验加载工况。

参考文献:

- [1] 何柏岩, 王树新, 高峰, 等. 车辆道路行驶载荷谱测量及推断方法研究 [J]. 应用基础与工程科学学报, 2005, 13 (4): 424-429.
- [2] 王霄锋. 汽车可靠性工程基础 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2007.
- [3] 孙鹏飞, 罗皓泽, 董玉斐, 李武华, 何湘宁. 基于关断延迟时间的大功率 IGBT 模块结温提取方法研究 [J]. 中国电机工程学报, 2015, 35 (13): 3366-3372.
- [4] Zhou Y, Shi W, Tang J, et al. Dynamic junction temperature estimation via builtin negative thermal coefficient (NTC) thermistor in high power IGBT modules [C]. 2017 IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition (APEC), Tampa, FL, USA.
- [5] 朱元, 肖明康, 陆科, 等. 电动汽车永磁同步电机转子温度估计 [J]. 电机与控制学报, 2021, 25 (06): 72-81. DOI: 10.15938/j. emc. 2021. 06. 009.
- [6] 张斌. 电动汽车永磁同步驱动电机电磁热设计研究 [D]. 华中科技大学, 2016.
- [7] 伍朝辉, 刘振正, 石可等. 交通场景数字孪生构建与虚实融合应用研究 [J]. 系统仿真学报, 2021, 33 (02): 295-305.
- [8] 陈赛. 国外数字孪生进展与实践 [J]. 上海信息化, 2019, (01): 78-80.
- [9] 朱耀麟, 杨志海, 陈西豪. 模型降阶方法研究 [J]. 微计算机信息, 2011, 27 (06): 22-25.
- [10] 张庆科, 孟祥旭, 张化祥, 等. 基于随机维度划分与学习的粒子群优化算法 [J]. 浙江大学学报, 2018, 52 (2): 367.
- [11] LeCun Y, Bengio Y, Hinton G. Deep learning [J]. nature, 2015, 521 (7553): 436-444.
- [12] 陆继翔, 张琪培, 杨志宏, 等. 基于 CNN-LSTM 混合神经网络模型的短期负荷预测方法 [J]. 电力系统自动化, 2019, 43 (08): 131-137.
- [13] 周飞燕, 金林鹏, 董军. 卷积神经网络研究综述 [J]. 计算机学报, 2017, 40 (06): 1229-1251.
- [14] 欧阳红兵, 黄亢, 闫洪举. 基于 LSTM 神经网络的金融时间序列预测 [J]. 中国管理科学, 2020, 28 (04): 27-35.
- [15] 王鑫, 吴际, 刘超, 等. 基于 LSTM 循环神经网络的故障时间序列预测 [J]. 北京航空航天大学学报, 2018, 44 (04): 772-784.
- [16] 杨茜, 吴泽忠, 贺盛瑜. 一类改进的 BFGS 拟牛顿法及与其他几种拟牛顿法的比较研究 [J]. 成都信息工程大学学报, 2023, 38 (02): 227-235.
- [17] 郭丞皓, 于劲松, 宋悦, 等. 基于数字孪生的飞机起落架健康管理技术 [J]. 航空学报, 2023, 44 (11): 180-198.
- [18] 刘天舒. BP 神经网络的改进研究及应用 [D]. 东北农业大学, 2011.

(上接第21页)

文章编号: 1009-4687(2024)04-0032-05

基于 2024 版 C-NCAP 正面 100% 重叠刚性壁障碰撞的 Q3 假人伤害分析

徐哲, 高冠宇, 刘灿灿

(中汽研汽车检验中心(天津)有限公司, 天津 300300)

摘要: 通过对 35 个 C-NCAP 2024 版正面 100% 重叠刚性壁障碰撞试验中 Q3 假人的伤害数据进行统计, 对比分析了不同车型、不同儿童座椅安装方向、不同儿童座椅安装方式下 Q3 假人伤害情况和原因。结果表明: C-NCAP 2024 版与 2021 版相比, Q3 假人平均得分率降低 11.5%, 且头部和胸部得分率降低明显; 不同车型下 Q3 假人平均得分率与该车型的平均 OLC 呈负相关, A、B 级轿车平均得分率较高, 中型和小型 SUV 平均得分率较低; Q3 假人后向安装的平均得分率略高于前向安装; 安全带类安装方式下 Q3 假人的平均得分率为 88.5%, 且使用数量占比最多, ISOFIX 类安装方式的 Q3 假人平均得分率仅为 60.7%, 其他半通用类安装方式的平均得分率为 78.9%。

关键词: Q3 假人; C-NCAP; 得分率; 伤害分析; 儿童座椅

中图分类号: U467.1

文献标识码: A

Injury Analysis of Q3 Dummy in Frontal 100% Overlap Rigid Barrier Impact Based on C-NCAP 2024

XU Zhe, GAO Guanyu, LIU Cancan

(CATARC Automotive Test Center (Tianjin) Co. Ltd., Tianjin 300300, China)

Abstract: Through statistical analysis of the injury data of Q3 dummies in 35 C-NCAP 2024 100% frontal overlap rigid barrier crash tests, the injury conditions and causes of Q3 dummies in different vehicle models, different child restraint system installation directions and different child restraint system installation methods were compared and analyzed. The results showed that: C-NCAP 2024 version compared to C-NCAP 2021 version, the average score rate of Q3 dummy decreased by 11.5%, and the score rate of head and chest decreased significantly; The average score rate of Q3 dummy under different models is negatively correlated with the average OLC of this model. The average score rate of A and B sedans is higher, while the average score rate of medium and small SUV is lower. The average score rate of Q3 Dummies slightly higher with a backward installation than with a forward installation; The average score rate of Q3 dummies for seat belt installation was 88.5%, and the number of uses accounted for the largest proportion, the average score rate of ISOFIX installation was only 60.7%, and the average score rate of other semi-universal installation methods was 78.9%.

Key words: Q3 Dummy; C-NCAP; scoring rate; injury analysis; child restraint system

1 引言

近年来，随着汽车保有量不断增加，道路交通伤害已成为儿童意外伤亡的第二大原因^{[1]-[4]}。根据世界卫生组织统计报告，全球5岁以下儿童的死亡率大幅上升，我国5岁以下的儿童死亡率高达9.9%^[5]，同时，在儿童乘员参与并出现死亡的交通事故中，正面碰撞事故占主要部分，约为34%^[6]。因此，针对正面碰撞工况中儿童乘员保护的研究十分必要。

中国新车评价规程C-NCAP基于中国道路交通事故特点以及国际前沿测试技术的研究，提出了正面100%重叠刚性壁障碰撞工况下三岁儿童乘员的保护要求。目前很多专家学者已经在这方面进行了一些相关研究。孙建焯等^[7]、乌维均等^[8]基于正面100%重叠刚性壁障碰撞工况，研究不同儿童座椅形式对Q3儿童假人的保护效果。顾海明等^[9]对正面100%碰撞工况下Q3儿童假人的伤害情况进行统计分析。李君杰等^[10]利用CAE仿真方法分析正面100%碰撞工况下Q3假人头部伤害。阮世捷等^[11]，李海岩等^[12]采用具有详细解剖学结构的三岁儿童乘员生物力学模型，进行正面碰撞工况下乘员损伤机理分析和损伤评价。王纯等^[13]研究正面100%碰撞工况下Q3儿童假人伤害特点，分析其伤害影响因素，并提出开发策略。但以上研究全部是基于C-NCAP管理规程（2021年版）^[14]进行的，C-NCAP管理规程（2024年版）^[15]对儿童乘员保护提出了更高的要求，碰撞速度由原来的50 km/h提升到55 km/h，Q3儿童假人的胸部伤害指标有所变化，但目前针对这方面的研究和分析还比较少。

为此，本文基于C-NCAP管理规程（2024年版）正面100%重叠刚性壁障碰撞工况，对后排Q3儿童假人的伤害情况和原因进行分析研究。通过对35个试验中Q3假人的伤害数据分析，得到不同车型、不同儿童座椅安装方向、不同座椅安装方式下Q3假人的伤害对比。本文的研究成果为车辆进行儿童保护的设计和开发提供参考。

2 试验规程

2.1 试验条件

在C-NCAP评价规程（2024年版）正面100%重叠刚性壁障碰撞试验中，试验车辆100%重叠正

面冲击固定刚性壁障，如图1所示，碰撞速度为 55_0^{+1} km/h（试验速度不得低于55 km/h），对车辆的儿童保护性能提出了更高的要求。在第二排座椅一侧座位上放置一个Hybrid III型5百分位女性假人、另一侧座位上放置一个儿童约束系统（简称儿童座椅）和一个Q系列3岁儿童假人（简称Q3儿童假人），在安装条件允许的情况下，后排Hybrid III型5百分位女性假人与Q系列3岁儿童假人左右随机放置。

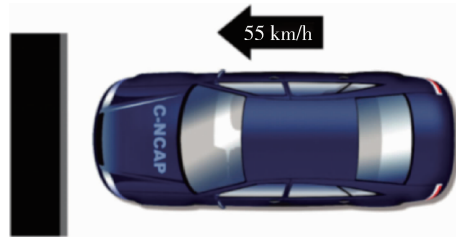


图1 正面100%重叠刚性壁障碰撞试验

2.2 评分要求

Q3儿童假人的评分部位分别为头部、颈部和胸部，每个部位最高得分分别为2分、1分、1分。对于头部，若儿童假人头部未发生二次碰撞，则使用头部累积3 ms合成加速度计算得分；若假人头部发生二次碰撞，则取头部伤害指数（ HIC_{15} ）和头部累积3 ms合成加速度中的较低分作为头部评分。颈部评分通过测量颈部张力 F_z 指标获得。胸部评分与2021版规程有所不同，对于使用前向安装的儿童座椅的假人，使用胸部压缩量计算得分；对于使用后向安装的儿童座椅的假人，使用胸部累积3 ms合成加速度计算得分。Q3假人各部位的评价指标如表1所示。

表1 Q3假人各部位评价指标

部位	指标	高性能限值	低性能限值	满分
头部	HIC_{15}	500	700	2
	累积3 ms合成加速度/g	60	80	
颈部	颈部张力 F_z /N	1555	2840	1
胸部	压缩量/mm	30	42	1
	累积3 ms合成加速度/g	41	55	

3 Q3假人伤害分析

3.1 整体伤害情况分析

针对35次C-NCAP 2024版正面100%重叠刚

性壁障碰撞试验中 Q3 儿童假人伤害数据进行统计分析, 并对比 C-NCAP 2021 版正面 100% 碰撞工况下 Q3 儿童假人的得分率情况 (来自 2023 年部分数据), 如图 2 所示. 从图中可以看出, C-NCAP 2024 版工况下, Q3 儿童假人的平均得分率 84.3%, C-NCAP 2021 版 Q3 假人平均得分率为 95.8%, 而两种工况下 Q3 假人得分率的中位数比较相近, 分别为 95.8% 和 96.6%. 说明两种工况下数据的中间水平相当, 但受一些试验得分率较低的影响, C-NCAP 2024 版工况平均得分率偏低 11.5 个百分点. 同时, 对两种工况下 Q3 儿童假人头部、颈部、胸部的平均得分率进行统计, 如图 3 所示. 可以看出, 在 C-NCAP 2024 版工况下 Q3 假人各部位的平均得分率均低于 C-NCAP 2021 版, 其中头部和胸部得分率明显降低, 差值分别为 13.4% 和 13%. 从数据上看, C-NCAP 2024 版评价规则更加严苛, 对儿童保护的要求更高.

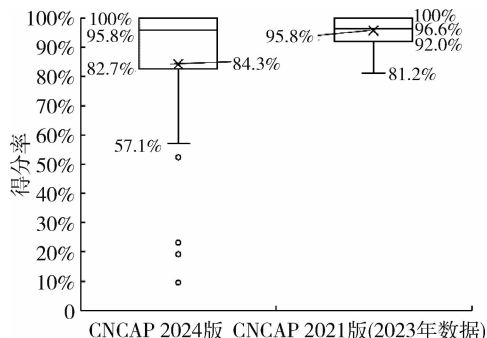


图 2 C-NCAP 2024 版和 C-NCAP 2021 版 Q3 假人得分率

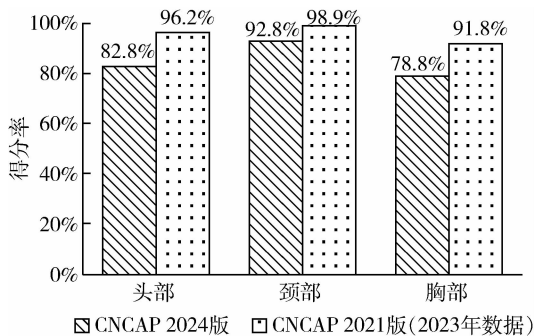


图 3 C-NCAP 2024 版和 C-NCAP 2021 版 Q3 假人各部位得分率

3.2 不同车型下 Q3 假人伤害对比

在本文统计的 35 个正面 100% 重叠刚性壁障碰撞试验中, 涉及到 A 级轿车、B 级轿车、MPV、大型 SUV、中型 SUV、小型 SUV 六种车型. 对每种车型的 Q3 假人的平均得分率和每种车型的平均 OLC (乘员载荷准则) 进行统计, 如图 4 所示. A

级轿车、B 级轿车、MPV、大型 SUV 的 Q3 假人平均得分率均在 90% 以上, 中型 SUV 和小型 SUV 测试中 Q3 假人平均得分率偏低, 分别为 79.2% 和 62.4%. 从图中可以看出, 各车型下假人的平均得分率与平均 OLC 呈明显的负相关, A 级轿车和 B 级轿车平均 OLC 为 26.5 g 以下, 其 Q3 假人平均得分率为 94% 以上, 处于较高水平; 中型 SUV 和小型 SUV 平均 OLC 为 27.5 g 以上, 其 Q3 假人平均得分率为 79.2% 和 62.4%, 明显偏低. 通过分析发现, 小型 SUV 同样受车内空间影响大, 使用后向安装的儿童座椅时, Q3 假人头部与前排座椅发生二次碰撞的概率较大, 也是造成其得分率偏低的重要因素.

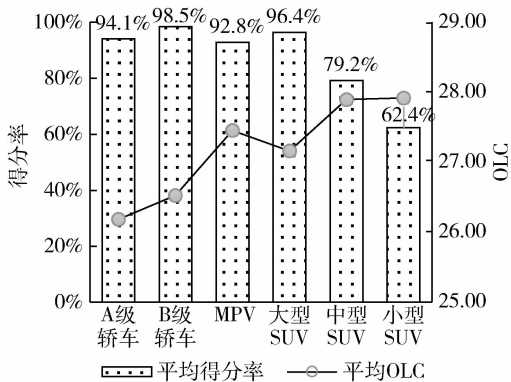


图 4 不同车型下 Q3 假人平均得分率和平均 OLC

3.3 不同儿童座椅安装方向下 Q3 假人伤害对比

在正面 100% 重叠刚性壁障碰撞试验中 Q3 儿童假人使用的儿童座椅分为前向安装和后向安装两种. 在 C-NCAP 2024 版中, 前向安装使用胸部压缩量进行评价, 后向安装时使用胸部累积 3 ms 合成加速度进行评价. 在 35 次试验中, 使用后向安装的情况占大多数, 约为 77%. 通过试验数据统计, 得到 Q3 儿童假人在两种儿童座椅安装方向下的得分率情况, 如图 5 所示. 可以看出, Q3 假人前向和后向安装时总体得分率分别为 82.6% 和 84.8%, 后向安装整体略优于前向安装.

根据各部位的得分率情况来看, 前向安装时, 以头部和颈部失分为主, 得分率分别为 75.2% 和 82.1%, 且头部和颈部伤害的相关性很高, 这是因为碰撞过程中, 儿童座椅自带的五点式安全带会对儿童身体进行约束, 当儿童的躯干突然完全被约束住, 头部会向前急剧甩动, 带动颈部向上拉伸, 同时造成颈部伤害. 而前向安装时, 胸部压缩量得分率较高, 仅 1 次试验中由于使用了前置护体形式的

儿童座椅造成了胸部压缩量略高，其余试验中胸部压缩量均为满分。

后向安装时，以头部和胸部失分为主，得分率分别为85.0%和73.2%。经分析，在头部得分较低的试验中有60%以上的情况与前排座椅发生了二次碰撞，是造成头部得分率较低的重要原因。对于胸部来讲，研究表明，正面碰撞工况下，相同约束系统条件下第二排假人胸部加速度和假人与车体的相对运动密切相关^[16]。因此选取Q3假人胸部得分率为100%和得分率为0%的两次试验为研究对象，且这两次试验均使用相同的儿童座椅。通过计算得到车辆B柱X方向加速度与胸部X向加速度的相对加速度和相对速度曲线，如图6和7所示。从图中可以看出，胸部得分率为100%的试验中相对加速度曲线分布均匀，最大相对加速度只有23g，儿童假人胸部相对于车辆的最大运动速度仅为2.7m/s；而胸部得分率为0%的试验中相对加速度曲线分布则非常不均匀，后半程最大相对加速度达到46g，儿童假人胸部相对车辆的最大运动速度达到5.8m/s，说明儿童假人相对车体迅速向后运动，在63ms时，相对运动速度达到最快，也是从此刻开始胸部X方向加速度急剧增加，造成胸部累积3ms合成加速度超出低性能值，导致了胸部得分率为0%。因此，后向安装时，儿童假人与车体的相对速度过大是造成胸部伤害大的重要因素，一方面可以通过降低车体的碰撞强度来进行改善，另一方面，加强儿童座椅的靠背强度或者增加吸能座垫，来降低儿童假人与车体的相对运动速度也是非常重要的。

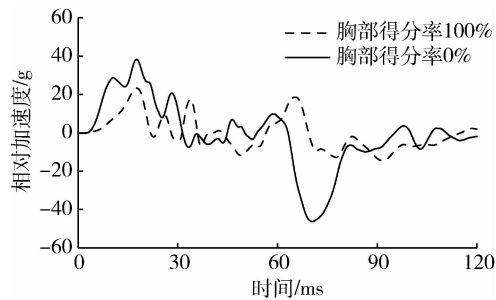


图6 车辆与儿童胸部的相对加速度曲线

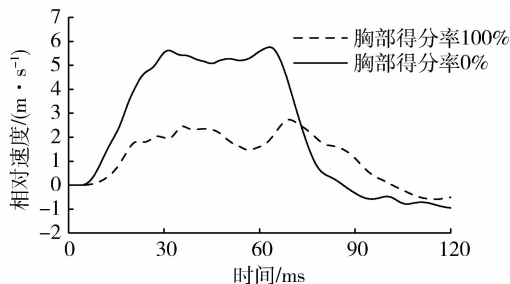


图7 车辆与儿童胸部的相对速度曲线

为四个大类：ISOFIX类、安全带类、前置护体类、以及其他半通用类，其数量占比和Q3儿童假人的平均得分率如表2所示。ISOFIX类主要包括ISOFIX+上拉带、以及ISOFIX+支撑腿两种安装方式，其数量占比为25.7%，平均得分率为60.7%，在四种安装方式中Q3假人平均得分处于较低水平；安全带类指的是由车辆安全带固定的儿童座椅，数量占比为34.3%，平均得分率为88.5%，选择这种安装方式的最多，Q3假人的平均得分也处于较高水平。这种安装方式一般配合安全带的预紧可以更有效的对儿童座椅进行约束，限制儿童假人的运动速度和位移量，从而降低伤害。前置护体类是指约束儿童的部分并非使用五点式安全带，而是使用一种安装在儿童前方的约束装置，能将碰撞时产生的载荷分散到儿童躯干更大范围。这类安装方式的数量占比比较少，仅为11.4%，平均得分率为99%，多数为专门为某一车辆匹配的，对Q3假人的保护效果较好。且这类安装方式一般只能用于前向安装，虽然对头部和颈部的保护效果较好，但可能带来胸部压缩量较大的风险。其他半通用类包括安全带+支撑腿、安全带+ISOFIX+支撑腿两种，数量占比为28.6%，Q3假人的平均得分率为78.9%，数量占比和平均得分都处于中间水平，这种安装方式一般是安全带类与

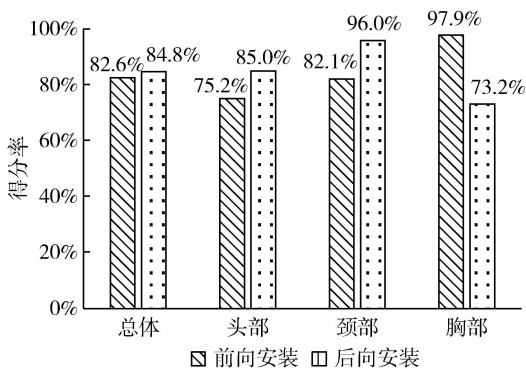


图5 不同儿童座椅安装方向下Q3假人及各部位得分率

3.4 不同儿童座椅安装方式下Q3假人伤害对比

本文研究的35次正面100%重叠刚性壁障碰撞试验中涉及到儿童座椅的多种安装方式，可以分

ISOFIX 类的组合, 安装方式比较复杂, 而且属于半通用类, 不一定适用所有的车型。

表 2 不同安装方式的儿童座椅的数量占比和 Q3 假人平均得分率

	ISOFIX 类	安全带类	前置护体类	其他半通用类
数量占比	25.7%	34.3%	11.4%	28.6%
平均得分率	60.7%	88.5%	99%	78.9%

4 结 论

基于 C-NCAP 管理规程 (2024 年版) 中对 Q3 儿童假人的试验和评价方法, 本文对 35 次正面 100% 重叠刚性壁障碰撞试验工况中 Q3 假人的伤害数据进行统计研究, 对比分析了 2024 版与 2021 版规程中 Q3 儿童假人的总体伤害情况、以及不同车型、不同儿童座椅安装方向、不同儿童座椅安装方式下 Q3 儿童假人的伤害情况和伤害原因, 得到如下结论:

1) 正面 100% 重叠刚性壁障碰撞工况中, C-NCAP 2024 版与 2021 版相比, Q3 假人平均得分率降低 11.5%, 且 Q3 假人各部位平均得分率均降低, 头部和胸部降低尤为明显, 头部平均得分率降低 13.4%, 胸部平均得分率降低 13%。

2) 不同车型下的 Q3 假人平均得分率与该车型的平均 OLC 呈负相关, A 级轿车和 B 级轿车平均 OLC 为 26.5 g 以下, 其 Q3 假人平均得分率 94% 以上; 中型 SUV 和小型 SUV 平均 OLC 为 27.5 g 以上, 其 Q3 假人平均得分率仅为 79.2% 和 62.4%。

3) Q3 假人后向安装的平均得分率略高于前向安装, 前向安装主要失分部位为头部和颈部, 后向安装时主要失分部位为头部和胸部, 且与前排座椅发生二次碰撞是造成头部伤害的重要原因, 儿童假人与车体的相对运动速度是造成胸部伤害的关键因素。

4) 安全带类安装方式下 Q3 假人平均得分率较高, 为 88.5%, 且选择使用的数量占比也最多, ISOFIX 类儿童座椅平均得分率较低, 仅为 60.7%, 其他半通用类安装方式平均得分率居中, 为 78.9%, 前置护体类儿童座椅在与车辆匹配良好的情况下得分率高。

参考文献:

- [1] 梁晓峰, 施小明, 吴静. 中国儿童伤害报告 [M]. 北京: 人民卫生出版社, 2017: 3-5.
- [2] 本刊编辑部. 道路交通事故成儿童伤害重要原因 [J]. 汽车与安全, 2018 (11): 49-50.
- [3] SETHI D, TOWENER E, VINCENTEN J, et al. European Report on Child Injury Prevention [J]. European Report on Child Injury Prevention, 2008, 16 (1): 5-6.
- [4] 施袁华. 基于 ECE R129 法规的正面碰撞儿童增高座椅和安全带的参数研究 [D]. 镇江: 江苏大学, 2020.
- [5] World Health Organization. Global status report on road safety 2018: Summary [EB/OL]. WHO, 2018. (2020-08-01).
- [6] BERFENSTAM R. Sweden's pioneering child accident programme: 40 years later [J]. Injury Prevention, 1995, 1 (2): 68-69.
- [7] 孙建焯, 刘阳, 师玉涛, 等. 基于正面碰撞的 Q3 假人伤害防护研究 [J]. 中国汽车, 2022, (12): 58-64.
- [8] 乌维均, 彭晓勇, 邓子兵. 基于正面碰撞试验的 Q3 假人用儿童约束系统研究 [J]. 世界汽车, 2023, (02): 84-87.
- [9] 顾海明, 段丙旭, 于睿哈, 等. 基于 2021 版 C-NCAP 的 Q3 假人伤害研究 [J]. 汽车科技, 2023, (05): 30-34.
- [10] 李君杰, 刘晓东, 崔东, 等. 基于实车正面碰撞试验 Q3 假人头部伤害仿真分析 [J]. 汽车零部件, 2022, (04): 38-41.
- [11] 阮世捷, 苏航杰, 李海岩, 等. 正面 100% 重叠刚性壁障碰撞试验仿真中三岁儿童乘员的损伤评价 [J]. 汽车工程, 2022, 44 (03): 403-411.
- [12] 李海岩, 苏航杰, 祝贺, 等. 中国体征 3 岁儿童乘员损伤仿生模型在 C-NCAP 正面碰撞测试仿真中的应用 [J]. 汽车工程, 2022, 44 (12): 1944-1953.
- [13] 王纯, 邹利军, 徐海燕, 等. 基于 2021 年版 C-NCAP 的儿童伤害评估及开发策略 [J]. 汽车技术, 2022, (04): 31-37.
- [14] 中国汽车技术研究中心有限公司. C-NCAP 管理规则 (2021 年版) [S]. 天津: 中国汽车技术研究中心有限公司, 2020.
- [15] 中国汽车技术研究中心有限公司. C-NCAP 管理规则 (2024 年版) [S]. 天津: 中国汽车技术研究中心有限公司, 2023.
- [16] 张君媛, 毕莹, 周剑, 等. 面向欧洲新车评价的汽车正面碰撞儿童座椅参数设计 [J]. 中国机械工程, 2010, 21 (8): 983-987.

文章编号: 1009-4687(2024)04-0037-09

油气弹簧连接销子及球支座疲劳寿命影响因素研究

张旭¹, 张春生¹, 赵韬硕¹, 吴玉峰¹, 袁野²

(1. 中国北方车辆研究所, 北京 100072;

2. 浙江大学动力机械及车辆工程研究所, 杭州 310027)

摘要: 建立了油气弹簧连接部件的有限元模型, 通过油气弹簧动态性能试验台获取了连接销子的常规工况载荷边界。针对连接销子和球支座的疲劳寿命, 分别从销子直径、材料屈服强度的设计参数和最大载荷的运行参数开展了有限元计算分析。最后基于正交试验法对三种影响因素进行了灵敏度分析。结果显示连接销子和球支座疲劳寿命与销子直径和材料屈服强度呈正相关, 与最大载荷呈负相关, 且疲劳寿命对三种影响因素的敏感性为最大载荷 > 销子直径 > 材料屈服强度。

关键词: 油气弹簧; 连接销子; 球支座; 疲劳寿命

中图分类号: U461.5+2; TB24

文献标识码: A

Research on Fatigue Life Influencing Factors of Oil-gas Spring Connecting Pins and Ball Bearings

ZHANG Xu¹, ZHANG Chunsheng¹, ZHAO Taoshuo¹, WU Yufeng¹, YUAN Ye²

(1. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072;

2. Power Machinery and Vehicular Engineering Institute, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: A finite element model of the connecting parts of oil-gas springs was established, and the conventional working condition load boundary of the connecting pin was obtained by the dynamic performance test bench of oil and gas springs. For the fatigue life of connecting pins and ball bearings, finite element calculation analyses were carried out from the design parameters of pin diameter, material yield strength and operating parameters of maximum load, respectively. Finally, a sensitivity analysis of the three influencing factors was carried out based on the orthogonal test method. The results show that the fatigue life of connecting pin and ball bearing is positively correlated with pin diameter and material yield strength, and negatively correlated with maximum load, and the sensitivity of fatigue life to the three influencing factors is maximum load > pin diameter > material yield strength.

Key words: oil-gas spring; connecting pins; ball bearings; fatigue life

油气弹簧在特种车辆上广泛应用, 本文研究的油气弹簧作为减振元件通过上下端的连接部件和车架相连, 连接部件包括油气弹簧的上下端盖、轴承、球支座、连接销子以及限位垫圈和紧固件等。如图1所示, 其中球支座置于端盖内的轴承孔中, 允许连接销子沿轴向的Z方向转动以及一定范围内的X、

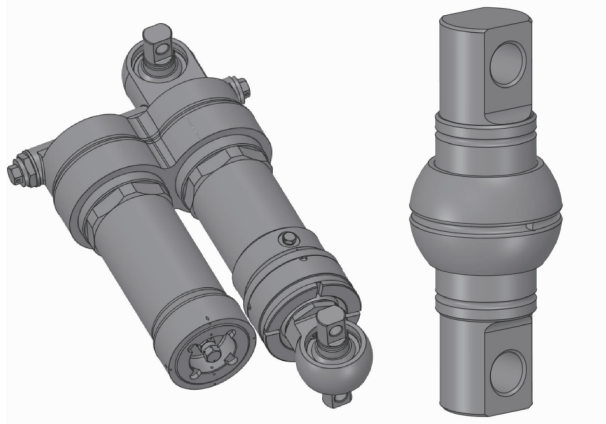
Y方向转动自由度, 保证连接状态对绝大部分工况的适应性; 连接销子通过圆柱面和球支座过盈配合, 通过两端的销孔和车架机构配合, 销孔内壁面是主要受力面。在油气弹簧的往复工作中, 连接销子承受较大的循环载荷^[1], 由于连接销子和球支座之间的接触面积较小, 销孔受到的车架载荷和中间部位

收稿日期: 2024-10-28

作者简介: 张旭 (1977-), 男, 研究员, 研究方向为车辆工程。

基金项目: 国防科工局技术基础项目 (JSZL2020208B002)。

的球支座反力导致销子轴向载荷分布不均,同时球支座在销子和轴承的内外挤压下受到的载荷沿周向分布不均,应力集中将导致疲劳寿命较短,进而引发油气弹簧整体失效的问题.关于销轴的疲劳问题,国外的 Mendrok 等人^[2]利用开发的损坏检测程序对旋转轴进行了损坏检测,具有实际可行性;国内的肖杰^[3]等人对车用销轴进行了无损检测研究,赵明明^[4]对抽油机的曲柄销子断裂影响因素进行了分析并提出防范措施.关于支座及轴承的疲劳问题,Striebeck^[5]首先对只承受径向载荷的球轴承的最大载荷进行了研究,Kong 等^[6]研究了齿轮系统中的轴承的载荷波动和疲劳寿命模型,郭正松^[7]则分析了结构参数和工况对高铁滚动轴承疲劳寿命的影响作用.



(a) 油气弹簧结构 (b) 连接销子及球支座结构

图1 油气弹簧、连接销子及球支座结构图

1 连接销子及球支座载荷分析

1.1 基于油气弹簧试验台的载荷边界获取

本文主要研究影响连接销子和球支座的疲劳寿

命影响因素,因此对于研究对象的载荷边界并不需要来自实际载荷谱,而是基于油气弹簧动态性能试验台得到常规加载工况下的载荷数值.根据油气弹簧的实际工作情况,在试验中限制主活塞的激振振幅为50 mm,正弦运动的频率分别设置低频、低中频、中频和高频4个激振频率进行试验^[8],主活塞的位移激励表达式为 $S = B \sin 2\pi ft$,幅值 $B = 50$ mm,频率 f 分别取0.33 Hz、0.83 Hz、1.67 Hz和3.31 Hz,在不同频率下油气弹簧连接销子端受到的载荷情况如表1所示.

表1 不同激励频率下连接销子载荷数值

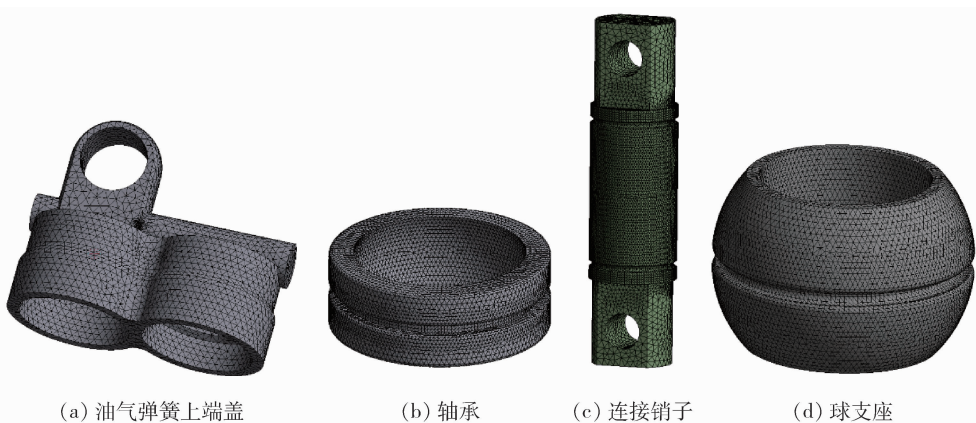
工况	频率/Hz	活塞最大速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	最大载荷/ kN	最小载荷/ kN
1	0.33	0.10	110.61	33.79
2	0.83	0.26	110.87	34.02
3	1.67	0.52	112.64	26.28
4	3.31	1.04	138.62	7.51

由于无论是压缩行程还是伸张行程,油气弹簧两端的载荷均在最小载荷和最大载荷之间单调变化,因此只需要利用最大载荷进行疲劳强度分析即可.

1.2 连接销子和球支座有限元建模

1.2.1 网格划分

利用三维建模软件对油气弹簧连接部件进行建模,在Space Claim中行几何简化,然后导入Ansys Meshing中进行有限元网格划分.如图2(a)(b)(c)(d)分别是油气弹簧上端盖、轴承、连接销子和球支座的网格模型.连接销子和球支座网格单元尺寸为2 mm,接触面边缘及沟槽处网格局部加密尺寸为1 mm,总节点数目为207 400,总单元数目为129 418.



(a) 油气弹簧上端盖

(b) 轴承

(c) 连接销子

(d) 球支座

图2 油气弹簧连接部件网格模型

1.2.2 接触及载荷施加

接触关系上, 设置上端盖和轴承为绑定, 限制二者的自由度; 对轴承和球支座之间的球面设置为无摩擦, 允许轴向转动; 对连接销子和球支座之间的圆柱面设置为无摩擦, 允许三方向的转动. 约束关系上, 对轴承的上下侧面限制位移为 0, 不允许轴承发生轴向窜动; 对油气弹簧上端盖底面限制为固定支撑.

载荷关系上, 根据油气弹簧实际受到的载荷情况, 将连接销子的两个销孔的内圆柱面设置为受力面, 施加沿销孔轴向的载荷, 球支座受到的载荷根据有限元计算得到, 如图 3 所示.

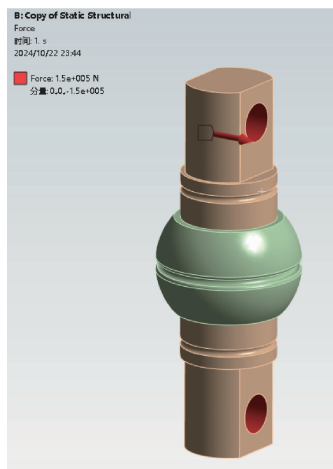


图3 销孔上的载荷施加

2 设计参数对疲劳寿命影响分析

2.1 销子直径对疲劳寿命的影响

对于连接销子和球支座而言, 销子直径是关键的设计参数, 对连接销子和球支座的疲劳寿命具有重要影响, 因此本节通过改变销子直径进行有限元仿真计算, 来研究这一结构设计参数对疲劳寿命的影响规律. 为模拟在 3.31 Hz 外界激振频率下销子受到的载荷, 试验得到的最大载荷值为 138.62 kN, 在仿真计算中可近似取载荷值为 130 kN. 依次取销子直径为 30 mm、35 mm 和 40 mm, 均在销子两端合计施加 130 kN 载荷, 基于名义应力法和 Miner 法则进行疲劳分析^[9-10], 设计寿命设为 1×10^9 循环. 如图 4 是不同销子直径条件下连接销子的安全系数分布图, 如图 5 是不同销子直径条件下球支座的安全系数分布图.

为便于比较, 图 6 统计了连接销子和球支座易损部位最小疲劳寿命随销子直径的变化规律, 由于连接销子和球支座装配在一起进行仿真计算, 且二者最小安全系数基本一致, 材料属性相同, 因此认为连接销子和球支座单独计算的最小疲劳寿命和二者装配状态计算的统一最小疲劳寿命相同.

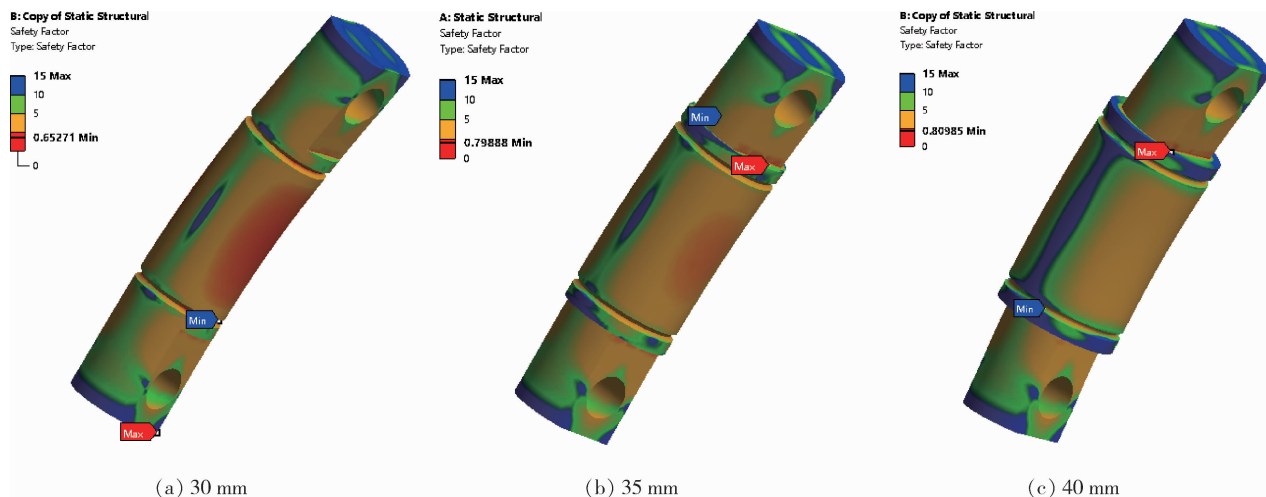


图4 不同销子直径条件下连接销子的安全系数分布

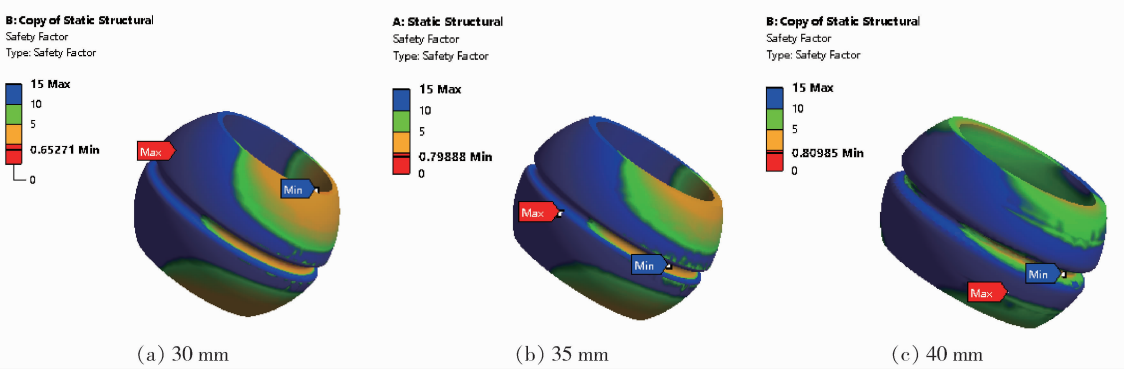


图5 不同销子直径条件下球支座的安全系数分布

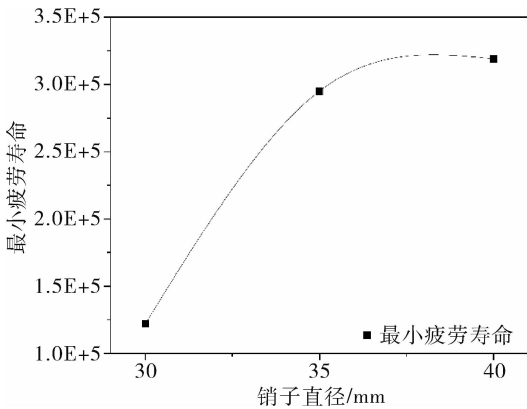


图6 连接销子和球支座易损部位疲劳寿命随销子直径的变化

由图6可发现,随着销子直径的增大,连接销子和球支座易损部位的最小疲劳寿命随之提升,当

直径从30 mm增大到35 mm时疲劳寿命增大更为显著,而直径从35 mm增大到40 mm时疲劳寿命增大幅度较为有限。

2.2 材料屈服强度对疲劳寿命的影响

除了结构几何尺寸会对连接销子和球支座的疲劳寿命具有明显影响外,选用的材料属性也会影响零部件的疲劳寿命,由于连接销子和球支座的主要变形失效形式为塑性变形过大,因此材料的屈服强度会对连接销子和球支座的变形量、应力应变、损伤累积结果产生影响,进而影响安全系数和疲劳寿命。连接销子的初始材料为40Cr,其材料属性如表2所示,具有785 MPa的屈服强度,其S-N曲线如图7所示。

表2 40Cr 材料属性参数

属性名称	弹性模量/GPa	泊松比	质量密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	抗剪模量/GPa	张力强度/MPa	屈服强度/MPa
属性值	211	0.277	7870	82.8	980	785

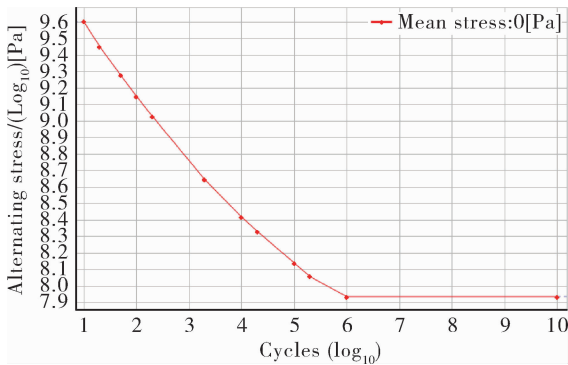


图7 40Cr 材料 S-N 曲线

40Cr 属于一种合金结构钢,具有良好的综合力学性能,而同系列的含Cr 合金钢还有其他牌号,如20Cr 和50Cr,分别用于制造小载荷、表面耐磨和重载荷、高强度零部件,20Cr 和50Cr 的屈服强

度和40Cr 的屈服强度具有较大差异,如表3 和表4 分别是20Cr 和50Cr 的材料属性参数,如图8 和图9 是20Cr 和50Cr 的 S-N 曲线。

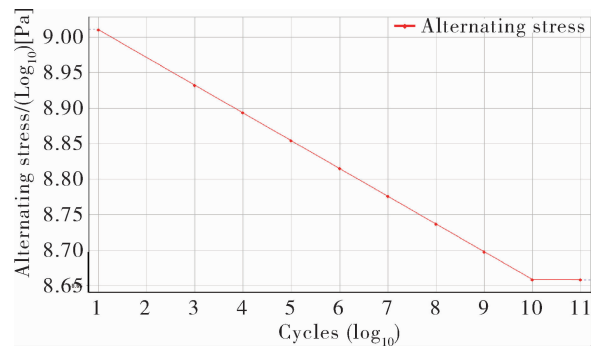


图8 20Cr 材料 S-N 曲线

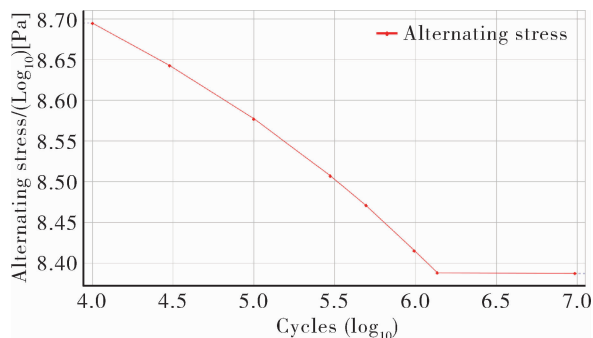


图9 50Cr材料S-N曲线

本节中通过改变连接销子和球支座的材料种类来研究不同材料属性对疲劳寿命的影响，分析材料屈服强度这一设计参数对疲劳寿命的影响规律。依次设置连接销子和球支座的材料为20Cr、40Cr和50Cr，分别对应屈服强度为540 MPa、785 MPa和930 MPa，保持施加在连接销子两端的载荷为130 kN，基于名义应力法和和 Miner 法则进行疲劳分析，设计寿命设为 1×10^9 循环。如图10是不同材料种类连接销子的安全系数分布图，如图11是不同材料种类球支座的安全系数分布图。

表3 20Cr材料属性参数

属性名称	弹性模量/GPa	泊松比	质量密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	抗剪模量/GPa	张力强度/MPa	屈服强度/MPa
属性值	200	0.280	7850	78.1	835	540

表4 50Cr材料属性参数

属性名称	弹性模量/GPa	泊松比	质量密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	抗剪模量/GPa	张力强度/MPa	屈服强度/MPa
属性值	210	0.260	7190	83.3	1080	930

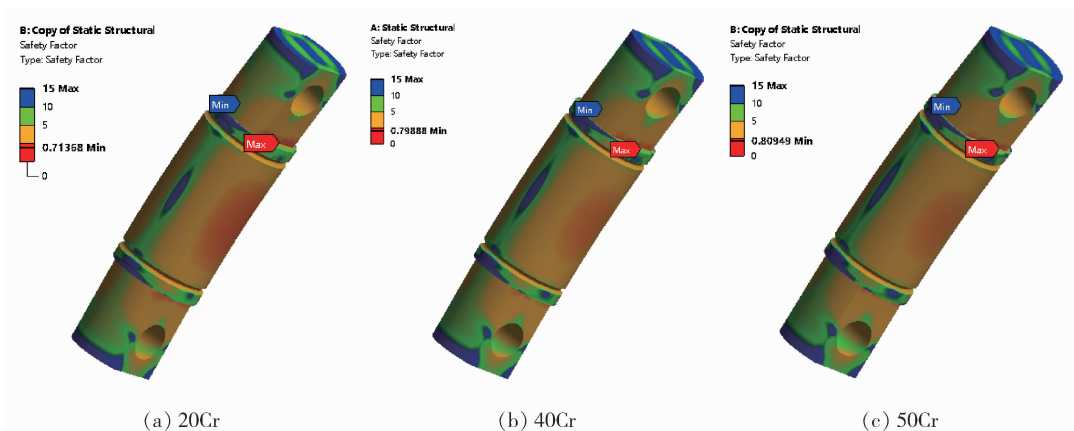


图10 不同材料种类连接销子的安全系数分布

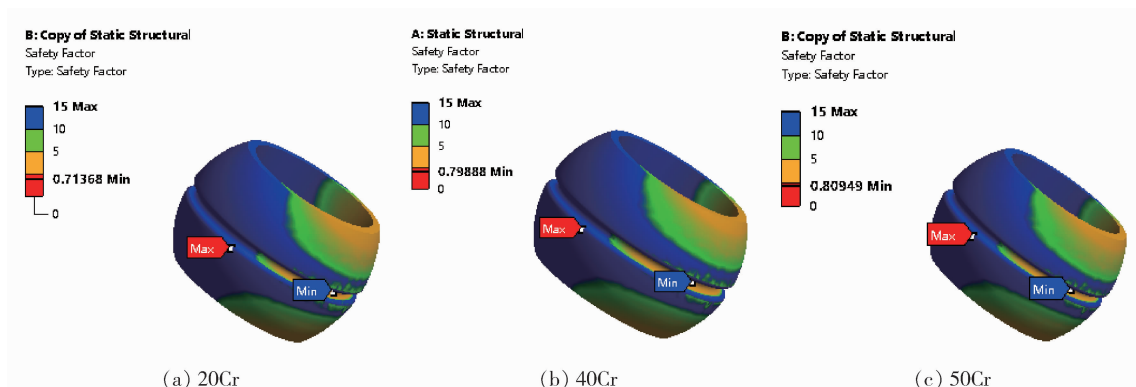


图11 不同材料种类球支座的安全系数分布

图 12 统计了连接销子和球支座易损部位最小疲劳寿命随材料屈服强度的变化规律。由图 12 可发现，随着材料屈服强度的增大，连接销子和球支座易损部位的最小疲劳寿命随之提升，当屈服强度从 540 MPa 增大到 785 MPa 时疲劳寿命增大更为显著，而屈服强度从 785 MPa 增大到 930 MPa 时疲劳寿命增大幅度较为有限。

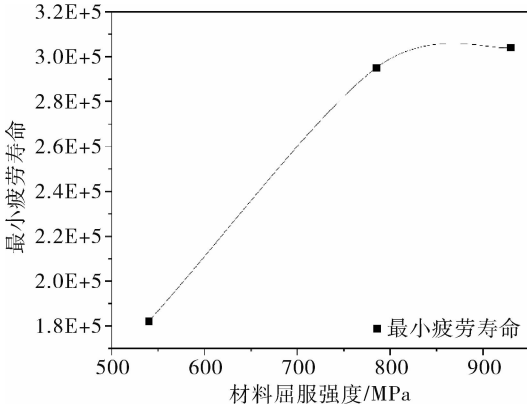


图 12 连接销子和球支座易损部位疲劳寿命随材料屈服强度的变化

力状态和疲劳寿命也会存在较大差异，在连接销子和球支座的疲劳寿命分析中，针对的运行参数为油气弹簧工作时连接销子所直接受到的载荷大小。

根据油气弹簧性能试验，在 3.31 Hz 以下的激振频率下油气弹簧所受最大载荷约为 110 kN 左右，而在 3.31 Hz 时的激振频率下油气弹簧所受最大载荷为 138 kN，考虑车辆遭遇的冲击工况下外界激振频率将远高于 3.31 Hz，而最大载荷也会随之增大，分别设置三种载荷情况进行分析：小载荷对应外界激振频率 3.31 Hz 以下的 110 kN，中等载荷对应外界激振频率 3.31 Hz 附近的 130 kN，大载荷对应外界激振频率 3.31 Hz 以上的 150 kN。保持连接销子和球支座的销子直径为 35 mm，材料为 40Cr，通过改变施加在连接销子两端的载荷大小进行仿真计算，来分析载荷大小这一运行参数对连接销子和球支座疲劳寿命的影响规律。如表 5 所示是设置的不同工况下载荷的大小。

表 5 设置不同工况下载荷大小

对应的外界激振频率/Hz	< 3.31	≈ 3.31	> 3.31
载荷大小/kN	110	130	150

3 运行参数对疲劳寿命影响分析

除了设计参数以外，运行参数对连接销子和球支座的疲劳寿命也有一定的影响，常规工况和极限工况下其受到的外界载荷大小差距较大，因此其应

基于名义应力法和 Miner 法则进行疲劳分析，设计寿命设为 1×10^9 循环。如图 13 是不同载荷条件下连接销子的安全系数分布图，如图 14 是不同载荷条件下球支座的安全系数分布图。

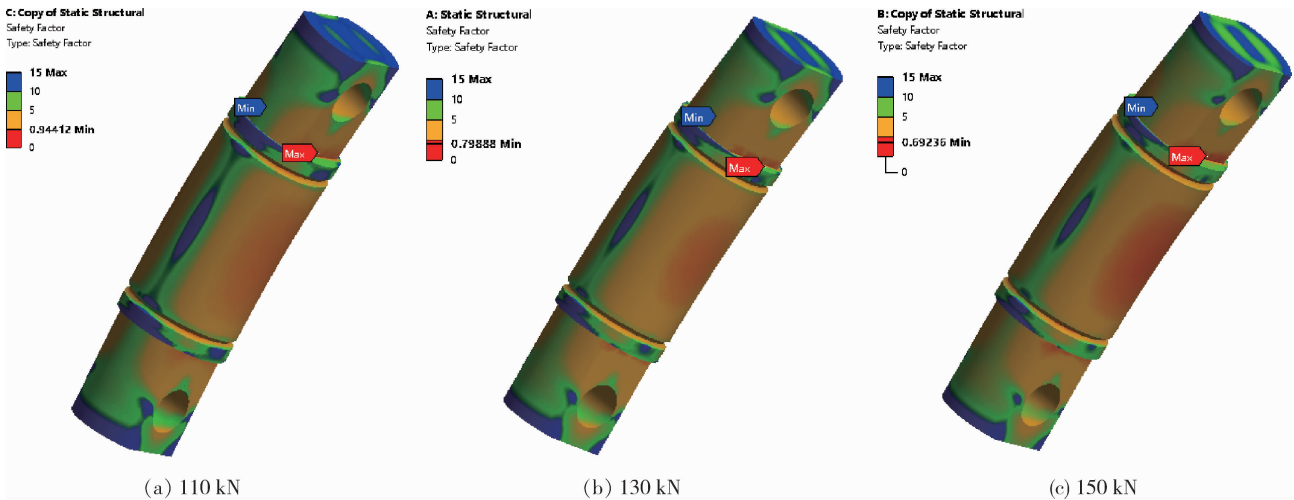


图 13 不同载荷条件下连接销子的安全系数分布

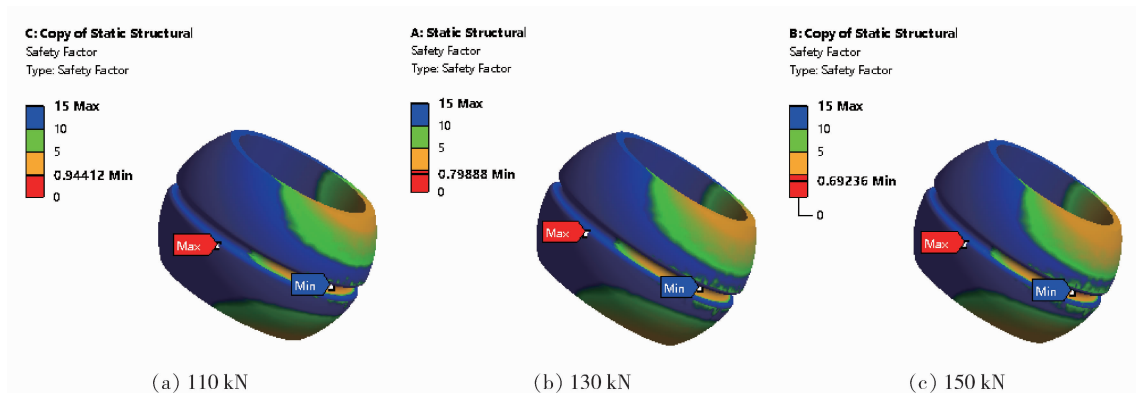


图 14 不同载荷条件下球支座的安全系数分布

图 15 统计了连接销子和球支座易损部位最小疲劳寿命随载荷大小的变化规律。由图 15 可发现，随着载荷的增大，连接销子和球支座易损部位的最小疲劳寿命也随之降低，当载荷从 110 kN 增大到 130 kN 时疲劳寿命降低得更为显著，而载荷从 130 kN 增大到 150 kN 时疲劳寿命降低的速度和幅度均有所减小。

3.31 Hz、等于 3.31 Hz 以及大于 3.31 Hz 外界激励频率下的三个对应载荷 110 kN、130 kN 和 150 kN 进行表征。

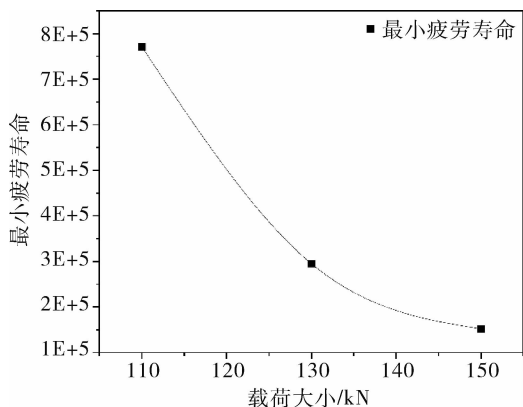


图 15 连接销子和球支座易损部位疲劳寿命随载荷大小的变化

表 6 正交因素水平表

编号	因素	对应代码	水平		
			1	2	3
1	销子/销孔直径/mm	A	30	35	40
2	材料屈服强度/MPa	B	540	785	930
3	最大载荷/kN	C	110	130	150

标准正交表中各个因素的各个水平发生频率相等，且任意两列中包含可能的水平组合数出现的频率相同。根据本研究所关注的 3 个因素和 3 个水平，采用如表 7 所示的 $L_9(3^3)$ 正交设计表。

表 7 三因素三水平正交设计表

编号	因素 1	因素 2	因素 3
1	1	1	1
2	1	2	3
3	1	3	2
4	2	1	3
5	2	2	2
6	2	3	1
7	3	1	2
8	3	2	1
9	3	3	3

4 基于正交试验法的疲劳寿命影响因素灵敏度研究

4.1 疲劳寿命非线性影响因素正交设计

对销子直径、材料屈服强度和最大载荷这三个因素的三个水平取值如表 6 所示，其中销子/销孔直径取当前设计孔径 3 mm 作为中间值，按照前述单因素分析的取值向更大和更小的工况各取一个值以确保因素水平等分；材料屈服强度选取初始材料 40Cr 的强度 785 MPa 作为中间值，较小值选择 20Cr 的 540 MPa，较大值选择 50Cr 的 930 MPa；最大载荷大小按照前文选取的小于

结合各因素的 3 个水平具体试验安排正交表如表 8 所示，为了便于统计评价指标选取连接销子和球支座易损区域的疲劳寿命。

表 8 L9 (33) 正交试验表

编号	A	B	C
1	30	540	110
2	30	785	150
3	30	930	130
4	35	540	150
5	35	785	130
6	35	930	110
7	40	540	130
8	40	785	110
9	40	930	150

4.2 正交试验计算结果分析

正交试验的计算结果如表 9 所示。分析正交试验法得到的计算结果，其原则为综合比较，即在同一因素中将相同水平的结果相加得到指标和 K，对其求平均得到均值 k，以此反映统计指标在该因素

影响下的综合平均表现；而分析主次时将同因子中多个综合平均值的结果分别做差，得到最大的差值（极差 R）来反应该因素的变化对产量的影响敏感程度。针对统计的指标，提取连接销子和球支座销子直径、材料屈服强度、最大载荷的三个水平影响均值和极差如表 10 所示。

表 9 正交试验计算结果

编号	指标
	连接销子和球支座易损处疲劳寿命
1	1.91×10^5
2	7.10×10^4
3	1.87×10^5
4	1.23×10^5
5	2.95×10^5
6	7.90×10^5
7	2.48×10^5
8	8.34×10^5
9	2.01×10^5

表 10 正交试验计算结果分析表

因子		A	B	C	
指标和 K、平均值 k 和极差 R	K1	4.49×10^5	5.62×10^5	18.15×10^5	
	K2	12.08×10^5	12.00×10^5	7.30×10^5	
	K3	12.83×10^5	11.78×10^5	3.95×10^5	
	k1	1.50×10^5	1.87×10^5	6.05×10^5	
	k2	4.03×10^5	4.00×10^5	2.43×10^5	
	k3	4.28×10^5	3.93×10^5	1.32×10^5	
	R	2.78×10^5	2.13×10^5	4.73×10^5	
	连接销子和球支座易 损处疲劳寿命				

以极差数据为依据，对各影响因子进行敏感性分析，图 16 为各个影响因素对连接销子和球支座疲劳寿命的影响敏感性统计图。

由图 16 可知，对于连接销子和球支座而言，各个影响因素的主次排序为最大载荷 C > 销子直径 A > 材料屈服强度 B，其中最大载荷为最主要的影响因素，其极差显著大于其他两个影响因素，而连接销子和球支座疲劳寿命对设计参数，即销子直径和材料屈服强度的敏感性比较接近。因此可以得知，对于连接小子和球支座而言，运行参数对疲劳寿命的影响要大于自身设计参数的对疲劳寿命的影响，即通过自身设计参数的优化提高疲劳寿命的表现较为有限。

绘制各个影响因素的各个水平对连接销子和球支座易损部位疲劳寿命的影响趋势图如图 17 所示。由图 17 可知，各因素不同水平对连接销子和球支座疲劳寿命的影响规律基本符合前述分析结果，连

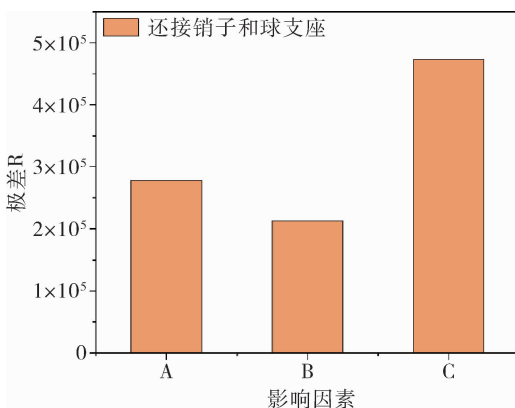


图 16 各因素对连接销子和球支座疲劳寿命的影响

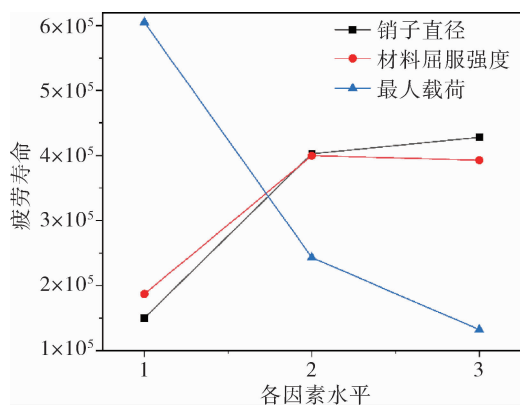


图17 各因素不同水平下连接销子和球支座疲劳寿命

接销子和球支座易损部位疲劳寿命整体上和设计参数销子直径以及材料的屈服强度呈正相关,且随着直径和屈服强度的增大,疲劳寿命提高的幅度逐渐减小;疲劳寿命和最大载荷呈负相关,随着所加载荷的增大,连接销子和球支座的疲劳寿命降低,且随着载荷增大疲劳寿命降低的幅度逐渐减小。

5 结论

本文以特种车辆油气弹簧的连接销子和球支座为对象,通过动态性能试验获取了油气弹簧常规工况下的载荷边界,基于有限元模型分别开展了不同销子直径、材料属性及最大载荷下的连接销子和球支座疲劳寿命分析,设计正交试验表对三种影响因素的灵敏度进行了研究,得到结论如下:

1) 在连接销子直径的合理设计范围 30 ~ 40 mm 内,随着直径的增加,连接销子和球支座的最小安全系数逐渐增大,低安全系数区域也逐渐缩小,连接销子的最小安全系数基本出现在两端连接头和中间圆柱段接触的线形应力集中区,以及两端沟槽的应力集中区,而球支座的最小安全系数基本出现在上下端面 and 中间沟槽的应力集中区。

2) 在材料分别选择 20Cr、40Cr 到 50Cr 时,随着屈服强度的增加,连接销子和球支座的最小安全系数逐渐增大,而应力应变的分布以及安全系数的分布几乎没有变化。

3) 当油气弹簧两端的载荷逐渐增大,从 110 kN、130 kN 到 150 kN,随着载荷增大连接销子和球支座的最小安全系数逐渐降低;从安全系数分布上看,连接销子的低安全系数分布面积逐渐增大,尤其是沿载荷方向的连接销子中间圆柱段内侧面的安全系数降低得较为明显,易损部位的安全系数逐渐降低到接近 1 左右。

4) 连接销子和球支座的疲劳寿命对载荷的敏感性大于对销子直径和材料屈服强度的敏感性,提升连接销子和球支座疲劳可靠性可以从增加销子直径、选取屈服强度更大的材料、降低销子所受载荷等方面入手。

参考文献:

- [1] 徐鑫,赵韬硕,陈瑾,等.特种车辆油气弹簧减振阀可靠性研究[J].兵器材料科学与工程,2024,2,047.
- [2] Mendrok K, Bednarz J, Uhl T. Application of Modal Filtration for Damage Detection of Rotating Shaft [C] //Key Engineering Materials. Trans Tech Publications Ltd, 2009, 413: 373-380.
- [3] 肖杰,肖波.高频淬火销轴无损检测周向磁痕的分析与评定[J].金属热处理,2017,42(11):205-207.
- [4] 赵明明.浅谈抽油机曲柄销子断裂原因及防治措施[J].中国设备工程,2019,(14):80-81.
- [5] Stribeck R. Ball bearings for various loads [J]. Trans ASME, 1907, 29: 420-463.
- [6] Kong XN, Ding H, Tang JY, et al. Bearing internal load analysis and fatigue life estimation based on nonlinear dynamic model of a gear system [J]. Journal of Vibration and Control, 2021, 18 (2): 913-930.
- [7] 郭正松.高铁轴承承载能力与疲劳寿命研究[D].上海:上海应用技术学院,2015.
- [8] 闻华殿.某型特种车辆油气弹簧减振阀关键部件疲劳可靠性研究[D].杭州:浙江大学,2021.
- [9] 张士玉.含轴承销轴的大型海上浮式平台连接系统强度研究[D].镇江:江苏科技大学.
- [10] 韩曜羽.航空发动机球轴承及圆柱滚子轴承力学性能研究[D].西安:西安交通大学.

文章编号: 1009-4687(2024)04-0046-06

内啮合多齿接触齿轮设计与加工技术研究

唐沛, 王乐, 贾爽, 毛润

(中国北方车辆研究所, 北京 100072)

摘要: 本文提出了一种内啮合多齿接触齿轮的设计和制造方法, 该齿轮接触区位于节圆以上的齿顶部分, 同时接触的齿数可达7个以上。根据微分几何学和齿轮啮合原理, 建立了内啮合多齿接触齿轮齿廓曲线方程; 根据阿基米德螺旋面理论, 建立了外齿轮滚刀设计方法; 基于展成加工原理, 建立了内齿轮插齿刀设计方法; 对滚齿和插齿加工进行了仿真, 验证了刀具设计和加工方法的正确性; 进一步完成刀具和齿轮样件的加工, 并对齿轮样件进行了检测; 通过对比理论齿廓和样件齿廓验证了齿轮设计的正确性和可加工性, 为内啮合多齿接触齿轮走向工程应用奠定理论基础。

关键词: 多齿接触; 内啮合; 刀具设计; 齿轮加工

中图分类号: TJ811

文献标识码: A

Research on the Design and Manufacturing of Internal Gears with Multi Tooth Meshing

TANG Pei, WANG Le, JIA Shuang, MAO Run

(China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: This article proposes a design and manufacturing method for internal meshing gears, the contact areas of the gears are located at the tooth tip above the pitch circle, the number of teeth in contact at the same time can reach 7 or more. Based on differential geometry and gear meshing principles, the equation for the tooth profile curves of the internal meshing gears are established; Based on Archimedes' theory of helical surfaces, a design method for external gear rolling cutters been established; Based on the principle of generating machining, a design method for internal gear hobbing cutters been established; Simulations were conducted on gear rolling and gear hobbing to verify the correctness of tool design and machining methods; Furthermore, the cutters and gear samples were manufactured; By comparing the theoretical tooth profile with the sample tooth profile obtained through measurement, the correctness and machinability of the gear were verified, laying a theoretical foundation for the engineering application.

Key words: Multi tooth contact; Internal meshing gears; Tool design; Gear machining

为解决特种车辆日益突出的可靠性、振动和噪声问题, 传动技术正朝着高速、重载、高平稳性、低噪声、小体积、轻重量、高效等方向快速发展^[1]。齿轮传动依靠共轭齿廓啮合进行运动和动力的传递, 齿面曲线不仅是齿轮副的相对运动特性、齿面润滑特性、传动效率和承载能力的直接因

素, 也是影响齿轮副振动、噪声和工作可靠性的重要原因。变位、修形、发展新的热处理方法和提高加工精度等只是对齿形进行局部改进以改善传动性能, 而创造新的齿形、改善啮合机制则可大幅提升齿轮传动性能^[2]。设计和加工水平的提高, 为研究开发更优齿形奠定了基础, 突破传统啮合机理,

收稿日期: 2024-10-22

作者简介: 唐沛 (1989-), 男, 副研究员, 硕士, 研究方向为新型传动技术。

基金项目: 国家基础产品创新科研项目 (DEDP2023036)。

研发新型多齿接触齿廓齿轮, 提高齿轮啮合平稳性, 降低单齿啮合力, 正成为解决特种车辆齿轮传动系统所面临问题的一项重要手段^[3].

多齿接触齿轮的研究由来已久, 但大部分研究仅关注新齿廓的构造, 而对其加工技术的研究却很少见到^[4]. 本文以内啮合齿轮副为研究对象, 基于微分几何学^[5]和齿轮啮合原理^{[6][7]}, 构造一种具有多齿接触特点的齿轮, 并对其滚齿和插齿加工技术进行研究, 通过样件试制与检测, 验证刀具设计的正确性和加工方法的可行性, 为多齿啮合齿轮走向工程应用奠定技术基础.

1 多齿接触齿轮共轭理论

图1为一对广泛使用的渐开线内啮合齿轮^[8]. 外齿轮(齿轮1)和内齿轮(齿轮2)啮合时, 其啮合线为两基圆的内公切线 T_1T_2 , 但齿形只能沿着位于齿顶圆相交的公共区域内的部分啮合线 AE 相切接触. 齿轮1某个齿从 A 点(齿轮1齿顶圆与内公切线 T_1T_2 的交点)进入啮合, 从 E 点(齿轮2齿顶圆与内公切线 T_1T_2 的交点)退出啮合, 完成一个啮合周期. 一般来说, 一个齿在退出啮合之前至少有一个新齿已进入啮合, 否则就会出现传动中断.

一个齿在整个啮合周期所转过的角度与其齿距角的比值表示了同时处于啮合周期的平均齿数. 齿轮齿数一定时, 一个齿在啮合周期转过的角度越大, 则同时啮合的齿数越多, 啮入啮出冲击载荷越小, 传动越平稳.

单个齿在啮合周期转角的大小受啮合线影响, 由图1显然可见, 渐开线齿轮的直线啮合线并没有充分利用齿顶圆相交的公共区域. 这是正常设计的渐开线齿轮同时啮合齿数很难超过2的根本原因.

提高齿轮同时啮合齿数是提升齿轮传动装置承载能力及降低啮合冲击的有效途径, 而啮合线的长度是决定齿轮同时接触齿数的重要因素. 齿轮传动领域的学者一直在探索具有多齿接触特性的非渐开线齿轮, 以满足高速重载极限工况需求.

针对内啮合齿轮传动, 预设圆弧啮合线, 并由啮合线反求齿轮齿廓曲线. 由以上方法构造的齿轮充分利用了齿顶圆相交的公共区域, 具有齿顶与齿顶相接触的特性, 其同时接触的齿数可以数倍于相同参数的渐开线齿轮, 下面基于图2对内啮合多齿

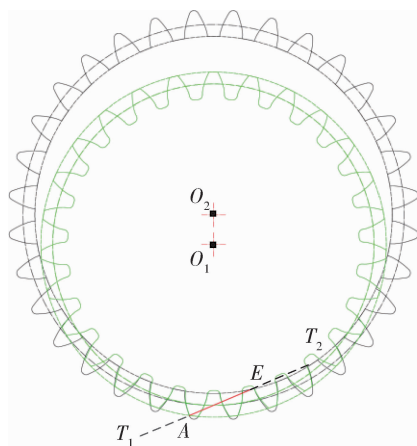


图1 渐开线齿轮内啮合齿轮啮合线

接触齿轮及其构造方法进行详细说明.

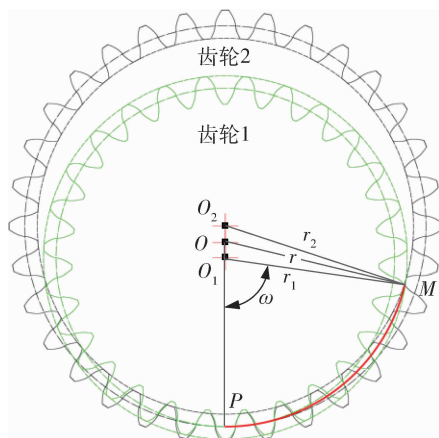


图2 内啮合多齿接触齿轮啮合线

图2中, 齿轮1为外齿轮, 回转中心为 O_1 , 节圆半径为 r_1 , 齿顶圆半径为 r_1+h ; 齿轮2为内齿轮, 回转中心 O_2 , 节圆半径为 r_2 , 齿顶圆半径为 r_2+h , 中心距为 c . 齿轮1和齿轮2的节圆相交于 P 点, 齿顶圆相交于 M 点. 设定新型齿轮的啮合线为圆弧 \widehat{PM} , 其圆心位于齿轮副的连心线 O_1O_2 上, 并通过齿轮副节点 P 和两齿顶圆的交点 M . 圆弧啮合线半径为 r , 两齿顶圆相交的公共区域齿轮1的圆心角为 ω , 则圆弧啮合线半径 r 可以如下公式求得:

$$r = \frac{\sqrt{[(r_1+h)\sin(\omega)]^2 + [r_1 - (r_2+h)\cos(\omega)]^2}}{2\sin(\omega)}, \quad (1)$$

其中:

$$\cos(\pi - \omega) = \frac{a^2 + (r_1+h)^2 - (r_1-h)^2}{2a(r_1+h)}$$

$$a = r_2 - r_1 .$$

为求啮合线为圆弧 \widehat{PM} 的产形齿条和齿轮副, 建立如图 3 所示四个直角坐标系 $S_f(O_f, x_f, y_f)$, $S_1(O_1, x_1, y_1)$, $S_2(O_2, x_2, y_2)$, $S_k(O_k, x_k, y_k)$. 其中坐标系 S_f 为固定坐标系, 原点位于两齿轮节圆交点; 坐标系 S_1 和 S_2 为转动坐标系, 分别与齿轮 1 和齿轮 2 固连, 原点分别位于齿轮 1 与齿轮 2 的中心; 坐标系 S_g 为平移坐标系, 与假象的产形齿条固联.

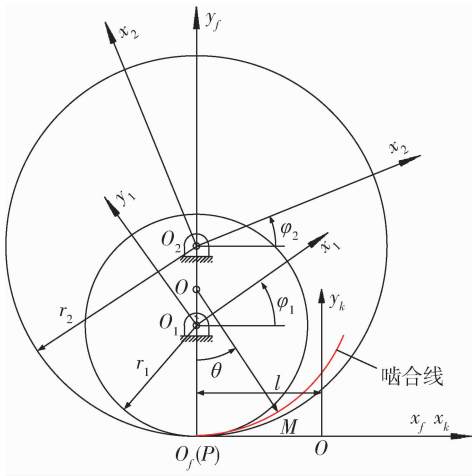


图 3 内啮合多齿接触齿轮生成坐标系

在固定坐标系 S_f 中, 啮合线方程为:

$$\begin{cases} x = r \sin(\theta) \\ y = r[1 - \cos(\theta)] \end{cases} . \quad (2)$$

初始时刻, 坐标系 S_k 与 S_f 重合, 坐标系 S_1 、 S_2 与 S_f 的纵坐标重合. 齿条平移, 齿轮 1 和齿轮 2 的节圆与齿条节线作纯滚动, 一段时间后, 啮合线上的 M 成为啮合点, 坐标系 S_1 和 S_2 分别转过 φ_1 和 φ_2 , 坐标系 S_k 平移距离 l . 由齿轮啮合原理可知: 齿条上与 M 重合的啮合点 (x_k, y_k) 的法线通过点 P 点. 由此, 可求得齿条平移距离 l :

$$l = \int \left(-\frac{y(\theta)}{x(\theta)} \right) y'(\theta) d\theta - x = r\theta . \quad (3)$$

根据齿轮啮合原理, 一对齿轮的啮合线已知时, 可以求得一个公共齿条, 该公共齿条可以包络出一对共轭齿轮的齿廓^[9]. 通过以下三步推导内啮合多齿接触齿轮齿廓曲线方程.

首先, 求解与啮合线相对应的公共齿条, 该齿条满足如下方程:

$$\begin{cases} x_k = \int \left(-\frac{y(\theta)}{x(\theta)} \right) \frac{dy(\theta)}{d\theta} d\theta \\ y_k = y(\theta) \end{cases} . \quad (4)$$

求解可得坐标系中 S_g 中的齿条方程为:

$$\begin{cases} x_k = r(\sin\theta - \theta) \\ y_k = r(\theta - \cos\theta) \end{cases} . \quad (5)$$

然后, 求解由齿条包络出的一对共轭齿形. 将齿条上的啮合点 (x_k, y_k) 写入齿轮 1 坐标系 S_1 即可得到齿轮 1 的齿顶齿廓 \sum_{a1} (图 4), 其方程表示如下:

$$\begin{cases} x_1 = x_k \cos\varphi_1 + y_k \sin\varphi_1 + l \cos\varphi_1 - r_1 \sin\varphi_1 \\ y_1 = y_k \cos\varphi_1 - x_k \sin\varphi_1 - l \sin\varphi_1 - r_1 \cos\varphi_1 \\ \varphi_1 = \frac{l}{r_1} \end{cases} . \quad (6)$$

同理, 将齿条上的啮合点 (x_g, y_g) 写入齿轮 1 坐标系 S_2 即可得到齿轮 2 的齿顶齿廓 \sum_{a2} , 可由如下方程表示:

$$\begin{cases} x_2 = x_k \cos\varphi_2 + y_k \sin\varphi_2 + l \cos\varphi_2 - r_2 \sin\varphi_2 \\ y_2 = y_k \cos\varphi_2 - x_k \sin\varphi_2 - l \sin\varphi_2 - r_2 \cos\varphi_2 \\ \varphi_2 = \frac{l}{r_2} \end{cases} . \quad (7)$$

最后, 求解齿轮 1 和齿轮 2 的齿根齿廓. 齿轮 1 的齿根齿廓 \sum_{f1} 是和齿轮 2 的齿顶齿廓 \sum_{a2} 相啮合的一条曲线. 将齿轮 2 的齿顶齿廓啮合点 (x_2, y_2) 写入齿轮 1 坐标系 S_1 即可得到齿轮 1 的齿根齿廓 \sum_{f1} , 用方程表示如下:

$$\begin{cases} x_1 = x_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) + y_2 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + (r_2 - r_1) \sin\varphi_1 \\ y_1 = y_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - x_2 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) + (r_2 - r_1) \cos\varphi_1 \\ \varphi_1 = \frac{\varphi_2 r_1}{r_2} \end{cases} . \quad (8)$$

同理, 齿轮 2 的齿根齿廓 \sum_{f2} 是和齿轮 1 的齿顶齿廓 \sum_{a1} 相啮合的一条曲线. 将齿轮 1 的齿顶齿廓啮合点 (x_1, y_1) 写入齿轮 2 坐标系 S_2 即可得到齿轮 2 的齿根齿廓 \sum_{f2} , 用方程表示如下:

$$\begin{cases} x_2 = x_1 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) + y_1 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + (r_1 - r_2) \sin\varphi_2 \\ y_2 = y_1 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) - x_1 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + (r_1 - r_2) \cos\varphi_2 \\ \varphi_2 = \frac{\varphi_1 r_2}{r_1} \end{cases} . \quad (9)$$

由图 4 可以看出两齿轮在节圆以上的齿顶部分接触, 同时接触的齿数达到 7 个以上.

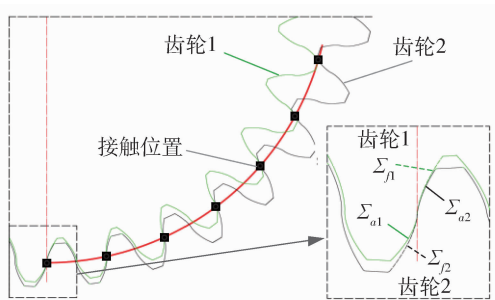


图4 内啮合多齿接触齿轮齿廓曲线

2 多齿接触齿轮滚齿刀设计

与渐开线齿轮类似，内啮合多齿接触齿轮副中的外齿轮可以用滚齿刀加工，但刀具齿形需特殊设计。理论上，能正确加工某齿轮的滚刀，其螺旋面法向齿廓与该齿轮产形齿条的齿廓相同^{[10] - [13]}。

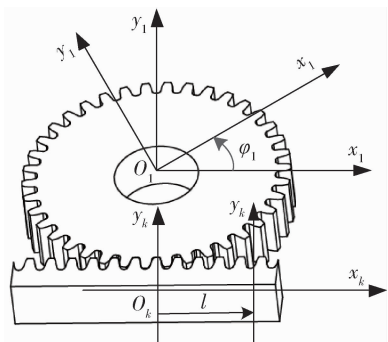


图5 内啮合多齿接触外齿轮与产形齿条

滚齿加工时，转动的滚刀相当于平动的齿条，滚刀螺旋面的法截面与齿轮齿廓重合。如图6所示，建立与滚刀固联的坐标系 $S_g(O_g, x_g, y_g, z_g)$ ，其坐标原点与 O_g 重合， x_g 、 y_g 分别与 x_k 、 y_k 重合， z_g 垂直于 x_g 和 y_g 。

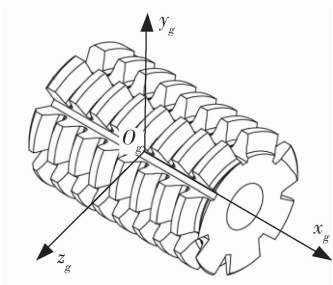


图6 内啮合多齿接触外齿轮滚刀

设定滚刀螺旋升角为 λ ，节圆半径为角 r_g ，滚刀轴线沿 x_k 方向，结合齿条齿廓方程（公式

(5)），可得滚刀螺旋面方程如下：

$$\begin{cases} x_g = x_k \cos(\lambda) + r_g \theta \tan \lambda \\ y_g = (y_k + r_g) \cos \theta \\ z_g = (y_k + r_g) \sin \theta \end{cases} \quad (10)$$

3 多齿接触齿轮插齿刀设计

插齿刀设计的核心是求插齿刀形成的产形轮的齿廓。插齿时，产形轮与被插齿轮做平行轴啮合^[13]。求插齿刀的齿形实际上就是由已知齿轮齿廓计算与之共轭的产形轮齿廓。有了插齿刀产形齿轮的齿廓后，刀具制造厂即可按照插齿刀的一般设计流程进行设计和制造。

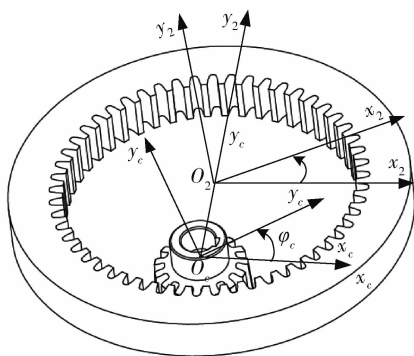


图7 内啮合多齿啮合内齿轮与插齿产形轮

齿轮2齿数为 z_2 ，插齿刀齿数为 z_c ，齿轮2的节圆直径 r_2 齿轮2的节圆直径 r_c ，可以求得插齿中心距 a 为：

$$a = r_2 - \frac{z_2}{z_c} r_2 \quad (11)$$

图7中，与插齿刀固联的坐标系 $S_c(O_c, x_c, y_c)$ ，其坐标原点位于插刀中心。初始时， x_c 、 y_c 分别与 x_2 、 y_2 方向一致，齿轮2与插齿刀处于啮合状态，经过一段时间后，齿轮2沿中心转过 φ_2 ，插齿刀沿中心转过 φ_c 。根据齿轮啮合原理，插齿刀与齿轮2的啮合位置与齿条与齿轮2的啮合位置相同，结合齿轮2的齿廓方程（公式(7)(9)）可得到插齿刀的齿廓方程如下：

$$\begin{cases} x_c = x_2 \cos(\varphi_c - \varphi_2) + y_2 \sin(\varphi_c - \varphi_2) + (r_2 - r_c) \sin \varphi_c \\ y_c = y_2 \cos(\varphi_c - \varphi_2) - x_2 \sin(\varphi_c - \varphi_2) + (r_2 - r_c) \cos \varphi_c \\ \varphi_c = \frac{\varphi_2 r_c}{r_2} \end{cases} \quad (12)$$

4 实例分析

4.1 三维模型构建

按照以上分析，将新齿形应用于特种车辆中的某内啮合齿轮副，其中，外齿轮齿数为 37，内齿轮齿数为 47，齿顶高系数为 1.0，顶隙系数为 0.25，模数为 2.59 mm。通过公式 (6-9)，可得到外齿轮和内齿轮的齿廓曲线坐标如表 1 所示，由齿廓曲线所建立的齿轮副三维模型如图 8 所示。

表 1 新型内啮合齿顶接触齿轮副

外齿轮		内齿轮	
x	y	x	y
3.190	-50.404	-2.575	-58.218
3.017	-50.155	-2.490	-58.481
2.856	-49.905	-2.410	-58.744
2.706	-49.654	-2.336	-59.006
2.567	-49.402	-2.268	-59.268
2.441	-49.149	-2.208	-59.529
2.327	-48.896	-2.154	-59.790
2.227	-48.641	-2.108	-60.051
2.142	-48.386	-2.071	-60.311
2.075	-48.129	-2.044	-60.572
2.034	-47.872	-2.034	-60.831
2.005	-47.614	-2.019	-61.091
1.961	-47.356	-1.983	-61.351
1.907	-47.099	-1.934	-61.612
1.845	-46.843	-1.874	-61.873
1.776	-46.586	-1.804	-62.134
1.700	-46.330	-1.724	-62.395
1.619	-46.074	-1.637	-62.657
1.531	-45.817	-1.540	-62.918
1.438	-45.561	-1.437	-63.180
1.339	-45.305	-1.325	-63.441
1.235	-45.049	-1.206	-63.703
1.070	-44.665	-1.014	-64.094

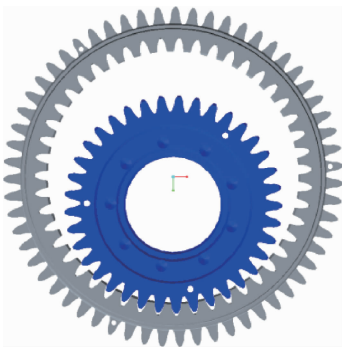


图 8 新型内啮合多齿接触齿轮副

4.2 滚齿刀设计与制造

设计外齿轮滚齿刀时，除需按外齿轮齿廓计算出滚齿刀的法向齿形外，还需设定螺旋升角 β ，这

里取 $\beta = 5^\circ$ ，并由公式 (10) 计算得到滚刀的螺旋曲面，刀具厂家根据螺旋曲面即可制造滚刀。图 9 为加工完成的滚齿刀实物。



图 9 多齿接触外齿轮滚刀

为检验所设计的滚刀能否展成出理论的齿轮齿形，通过平面展成来模拟滚齿过程。图 10 中，红色曲线是齿顶啮合齿轮的理论齿形，绿色包络曲线是滚刀法向齿形包络过程。由此可见，所设计的滚刀是正确的。

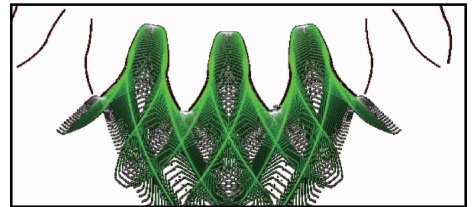


图 10 滚刀法向齿形检验模拟

4.3 插齿刀设计与制造

内齿轮插齿极易出现切入顶切干涉，插齿刀的齿数受到限制，通过选取合适的插齿刀齿数，并优化加工节圆直径得到正常的插齿刀齿形。计算 47 齿内齿轮的插齿刀齿形时，经反复模拟优化，选取插齿刀齿数为 21，齿轮加工节圆直径取为比齿轮分度圆直径小 0.1 mm。图 11 为加工出的插齿刀。



图 11 多齿接触内齿轮插齿刀

为检验插齿刀进刀过程来检验是否有顶切干涉现象，采用作图法来模拟插齿展成过程。图 12 为分四次进刀的模拟结果，没有顶切干涉，第四刀加工出了完整的齿形，证明了插齿刀和插齿加工的正确性。

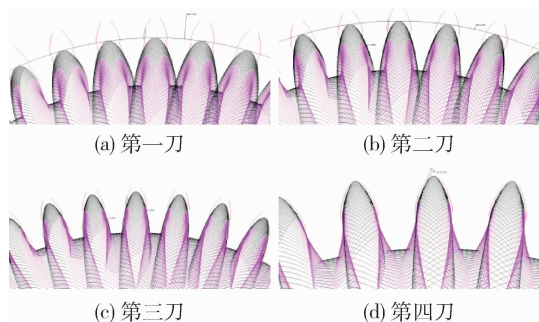


图12 大重合度齿轮插齿进刀过程模拟

4.4 齿轮样件的制造与检测

采用开发的滚齿刀、插齿刀加工齿轮样件，并利用克林贝格齿轮检测仪^{[15][16]}检查对齿轮样件齿廓精度，如图13和所示：

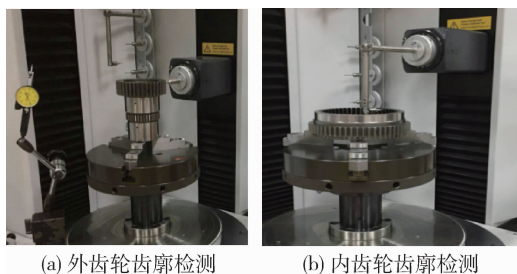


图13 内啮合多齿接触齿轮样件齿廓现场误差检测

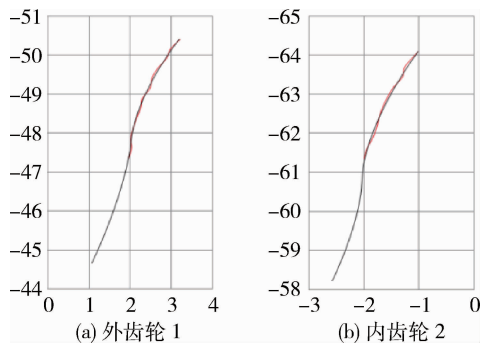


图14 内啮合多齿接触齿轮样件齿廓误差检测

图14中黑色曲线是齿轮理论齿廓，红色曲线是齿轮样件的检测值，其中外齿轮的齿廓最大偏差为12 μm ，内齿轮的齿廓最大偏差为10 μm ，齿廓精度达到7级精度（GB/T 10098， $F_a = 16 \mu\text{m}$ ），满足如工业减速器等一般工程应用要求。

5 结 论

1) 基于啮合原理和微分几何学，提出了一种啮合线为圆弧的内啮合多齿接触齿轮，推导了齿轮

齿廓的数学表达式，实现了7对齿同时接触。

2) 建立了多齿接触齿轮滚齿刀和插齿刀设计方法，并通过做图法模拟齿轮展成中工过程，验证了刀具设计的正确性和加工可行性。

3) 完成了多齿接触齿轮插齿刀、滚齿刀的试制，并基于刀具加工了内啮合多齿接触齿轮样件。

4) 完成了齿轮样件齿廓误差检测，齿廓精度达到GB7级精度，满足一般工业应用。

参考文献：

- [1] 冯益柏. 坦克装甲车辆设计传动系统卷 [M]. 北京：化学工业出版社，2015.
- [2] 赵韩，吴其林，黄康，等. 国内齿轮研究现状及问题研究 [J]. 机械工程学报，2013，49（19）：11-20.
- [3] 唐沛，刘亚成，张静，等. 大重合度内啮合新型齿形齿轮性能研究 [J]. 机械设计，2019，36（4）：98-103.
- [4] WANG Yanzhong, REN Shaoying, LI Yuan. Design and manufacturing of a novel high contact ratio internal gear with a circular arc contact path [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2019, Vol. 153: 143-153.
- [5] 李特文. 齿轮啮合理论 [M]. 上海：上海科技出版社，1984.
- [6] 李特文. 齿轮几何学与应用理论 [M]. 上海：上海科学技术出版社，2008.
- [7] 吴序堂. 齿轮啮合原理 [M]. 西安：西安交通大学出版社，2009.
- [8] 张展，朱景梓，秦立高，等. 渐开线内啮合圆柱齿轮传动 [M]. 北京：国防工业出版社，1991.
- [9] 吴大任，骆家舜. 齿轮啮合理论 [M]. 北京：科学出版社，1985.
- [10] 陆严清，岑继平，刘殿亭. 摆线齿轮滚刀原理与设计 [M]. 北京：国防工业出版社，1978.
- [11] 陈永鹏，曹华军，杨潇. 高速干切滚齿工艺滚刀切削刃载荷分布特性研究 [J]. 机械工程学报，2017，53（15）：181-183.
- [12] 张荣闯，王宛山，王军. 滚齿切削厚度仿真计算 [J]. 东北大学学报（自然科学版），2015，36（1）：95-98.
- [13] 西安交通大学机械制造工艺及设备教研组. 齿轮刀具（计算与设计）[M]. 中国工业出版社，1961.
- [14] 夏铨，江晟，韩江，等. 数控插齿机的误差建模与误差补偿解耦 [J]. 中国机械工程，2013，24（17）：2306-2309.
- [15] 石照耀，林虎，林家春，等. 大齿轮测量：现状和趋势 [J]. 机械工程学报，2013，49（10）：35-37.
- [16] 裘祖荣，石照耀，李岩. 机械制造领域测量技术的发展研究 [J]. 机械工程学报，2010，46（14）：1-9.

文章编号: 1009-4687(2024)04-0052-05

基于 SLM 技术的悬架装置横臂快速试制工艺方法的研究

赵孟颖, 卫鹏翼, 吕志鸿, 王巍, 赵松, 刘博

(中国北方车辆研究所工艺试制部, 北京 100072)

摘要: 选区激光熔化技术 (Selective Laser Melting, 简称 SLM) 是一种用于金属增材制造的技术, 它利用激光逐层对特定区域的金属粉末进行烧结熔化, 后经急速冷却凝固成形, 不断累积最终得到目标产品。SLM 技术在小批量复杂构件的成形制造上具有极大优势。本文围绕悬架装置横臂的快速试制为目标, 分析了多向异形复杂结构件在 SLM 成形中的特点与问题, 建立了传力结构模型。根据悬架装置的逻辑功能和横臂本身约束条件, 提出了横臂变密度点阵填充和一体化增材制造的再优化方法, 在成型试验中, 可以实现将近 54% 的减重, 机械强度的设计冗余增加 8.1%, 充分验证了本工艺方法的可行性, 初步显示增材制造悬架装置横臂在快速试制和轻量化改善上的潜力。

关键词: 横臂; 快速试制; 选区激光熔化技术

中图分类号: U463.33

文献标识码: A

Research on the Rapid Trial Production Process of Suspension Arm Based on SLM Technology

ZHAO Mengying, WEI Pengyi, LV Zhihong, WANG Wei, ZHAO Song, LIU Bo
(Process Trial Production Department, China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China)

Abstract: Selective Laser Melting (SLM) is a technology used in the manufacturing of metal additives. It uses laser to sinter and melt metal powders in specific areas layer by layer, and then rapidly cools and solidifies to form, continuously accumulating to obtain the target product. SLM technology has great advantages in the forming and manufacturing of small batches of complex components. This article focuses on the rapid trial production of suspension device cross arms, analyzes the characteristics and problems of multi-directional irregular complex structural components in SLM forming, and establishes a force transmission structure model. Based on the logical functions of the suspension device and the constraints of the cross arm itself, a re optimization method for cross arm variable density lattice filling and integrated additive manufacturing is proposed. In the forming test, nearly 54% weight reduction can be achieved, and the design redundancy of mechanical strength can be increased by 8.1%. This fully verifies the feasibility of this process method, and preliminarily shows the potential of additive manufacturing suspension device cross arms in rapid trial production and lightweight improvement.

Key words: cross arm; rapid prototyping; selective laser melting technology

选区激光融化 (SLM) 技术的出现为特种车辆制造业开辟了一个全新的思路, 它采用激光烧结逐层堆积耗材的方式进行成型, 可以快速制备形状复

杂的产品, 实现沿制定路径的定点堆积, 在金属复杂构件快速响应、小批量制备领域具有显著优势。

本文首先对钛合金金属材料增材制造现状和悬

架装置横臂制造现状进行评述，其次针对横臂结构开展基于 SLM 技术的二次结构优化及打印工艺研究，最后依据仿真结果开展实物样件打印工作，开展复杂构件增材制造技术的试验验证。

1 SLM 技术概述

1.1 SLM 技术简介

增材制造 (Additive Manufacturing, AM) 技术，也称 3D 打印技术，是采用材料层层堆积的方法完成零件结构制造的技术。早在 19 世纪末，增材制造思想就已经产生，直到 20 世纪 80 年代，美国 UVP 公司开始提出 3D 打印相关的概念，并申请了一系列三维成形的专利，增材制造才逐渐发展成

为一种较为成熟的技术。进入 21 世纪，奥巴马曾在 2013 年美国国情咨文演讲中，强调了增材制造技术的重要性，进而推动了其并喷式发展。

当前增材制造的技术形式多种多样，按照 ASTM 美国材料实验协会的标准可分为七大类。分别是材料喷射式 (Material Jetting)，光固化 (Vat Photopolymerization)，材料挤出式 (Material Extrusion)，粘结剂喷射 (Binder Jetting)，粉末床熔融 (Powder Bed Fusion)，直接能量沉积 (Directed Energy Deposition)，分层实体制造 (Sheet Lamination)。所用材料涵盖了金属、尼龙、陶瓷、塑料、树脂等。如图 1 所示，成型前原材料有线材、片材、粉材和液态多种形态。

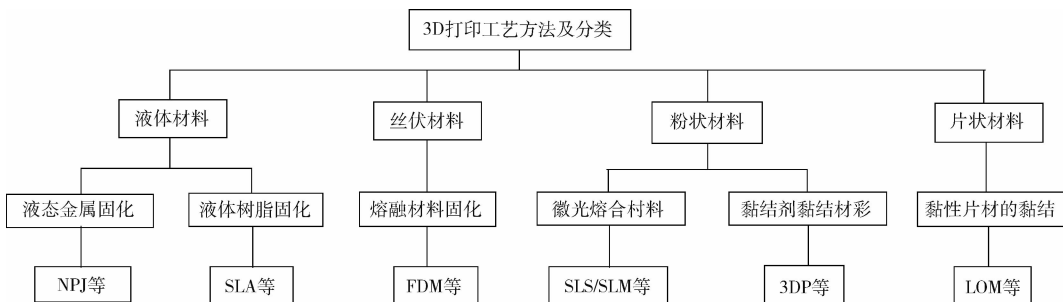


图 1 3D 打印技术的材料形式及分类

本文研究的选区激光熔化 (SLM) 技术是一种粉末成形技术。利用该技术成形时首先使用软件将 CAD 三维模型切片，逐层填充扫描路线，得到可以控制激光束路径的信息。然后设备在成形区域内整个幅面均匀地铺满粉末，激光根据模型每层的切片数据对目标位置进行扫描。计算机通过逐层调用路径信息，配合扫描振镜控制直径 30 ~ 50 μm 的激光束聚焦在粉末床上，选择性地熔化金属粉末。金属粉末经激光照射后迅速熔化成为液态，并在激光离开后冷却凝固成实体，未被激光照射到的金属材料仍然呈粉末状态。激光扫描完一层轨迹后，料缸上升一定高度，成形缸则下沉一个层厚，通过铺粉辊移动将料缸顶出的部分金属粉末均匀铺到成形缸上。最后，激光再根据新一层路径信息继续扫描，并与前一层的实体凝固为一体。设备不断重复该过程直至最后一层时，平台将升起后去除其余未凝固粉末即可获得致密的金属零件，图 2 中所示为 SLM 逐层成形过程原理。

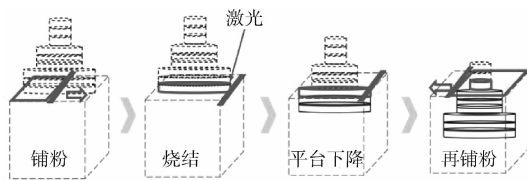


图 2 SLM 逐层成形过程

1.2 SLM 研究在战略装备领域的应用

从国内外增材制造发展历史来看，传统或常规

的制造方法主要是利用消减工艺将各种形式的基础原材料转变为成品。这些技术采用沿用已久的设计/加工方法、工具、设备 (例如铸造车间、车床、CNC 等)、生产活动及步骤。增材制造 (AM) 是常规制造方法的伟大变革。得益于近五年不断的发展积累，我国增材技术在战略装备领域得到了充分的验证与应用，在快速响应研发、结构功能一体化、轻量化上取得一定突破。航空领域先后突破典型结构产品增材制造工艺技术，累计实现四千余件增材制造产品在 30 多种型号中的应用，解决了型号研制过程诸多急、难、险的瓶颈问题。航天科技利用增材设计-工艺，已在载人航天、深空探测、遥感、通信等多个领域的正样、初样产品研制中得

到广泛应用，涉及型号近 20 个、零件产品 300 余件。航天科技六院已完成 40 多个型号 240 余种典

型产品中得到使用，产品先后成功完成 50 余次发射和飞行试验。增材制造应用情况如图 3 所示。

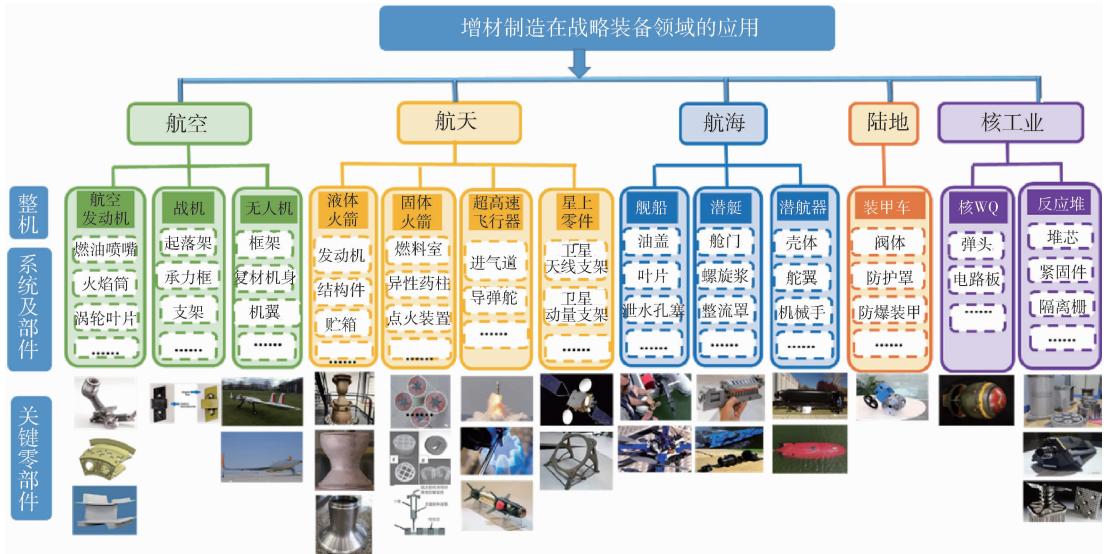


图 3 增材制造在战略装备领域的应用

目前，国内 SLM 技术成形装备的研究在近二十年时间里取得了较大的进展，金属 3D 打印成形技术的研究和应用带来了大量学习经验启发，相继出现了一批具备一定研发、制造能力的公司，且其生产装备的成形尺寸和自动化智能水平也不断在提高。金属的 3D 打印成形技术将是推动制造业模式从“中国制造”向“中国智造”转变的重要一环。但要指出的是，多数 SLM 技术成形装备所使用的扫描振镜和激光器等核心关键部件严重依赖于国外进口。

2 悬架装置横臂概述

2.1 悬架装置横臂简述

悬架装置横臂是行驶与驱动分系统的典型零部件之一，它把车身和车轮弹性的连接在一起，其作用是传递作用在车轮和车架（或车身）之间的一切力和力矩，并且缓和不同路面对车架的冲击载荷，衰减由冲击载荷引起的承载系统的振动，以保障车轮在固定的角度内活动，使转向稳定，以保证车轮在路面不平和载荷变化时有理想的运动特性，对保障车体行驶稳定性具有十分重要的意义。目前，主流的悬架装置横臂有三种类型：麦弗逊悬架、双横臂悬架和五连杆悬架。

本文研究的某无人车体行驶系统所使用的悬架装置为双横臂悬架，双横臂悬架的上下两个 A 字



图 4 三种主流横臂

型横臂可以精确的定位车轮的各种参数，横向力由两个摇臂同时吸收，支柱只承载车身重量。由于上下使用不等长摇臂（上长下短），让车轮在运动时能自动改变外倾角并且减少轮距变化和轮胎磨损，并且也能自适应路面，轮胎接地面积大，贴地性好。减少摩擦，具有良好的舒适性与操控性。本文研究的横臂选用的是 TC4 钛合金材料。

2.2 加工现状

近年来，由于铸造成本降低和钛合金铸造质量和产能的提高，铸造钛零配件的使用量是呈上升趋势的，并且目前在航空航天工业 98% 以上的铸造结构件都是采用熔模精密铸造技术。对于高性能钛合金整体精铸件的生产现今大多数是采用金属面层陶瓷型壳或氧化物面层陶瓷型壳浇注出来的。但是这些陶瓷模具在高温下会与钛溶液反应，在铸件表面形成 α 层，随后必须加以酸洗。即使采用冷坩埚感应熔炼 + 离心铸造的方式可以有效降低这种富氧 α 层的厚度，但仍不能做到完全消除。为了避

免这种现象以及出于规模化的考虑，近些年来正在积极地研究和发 展钛合金的永久模铸造技术。目前已经真正获得实用化的技术是真空压铸技术，但现阶段只能批量生产一些简单形状的钛铸件。限制钛铸造永久铸模的主要难点在于当获得适宜的过热度来满足良好充填性的同时，要使熔融钛与铸模之间的相互作用最小采用计算机模拟、热等静压和 β 热处理等技术。例如美国成功通过上述综合工艺获得了与锻件静力和疲劳性能相当的大型 TC4 精铸件，并已成功应用于 F/A-22、V-22 等军用飞机。

目前悬架装置上、下横臂在生产过程中，也是采用铸造或是整体机加工的加工方式。并且由于科研阶段产品结构的变化迭代，铸造模具设计也要随之更新，这导致试制周期不可控，且费用巨大；而整体机加工每套周期为 30 天，材料利用率不足 10%。

3 横臂基于 SLM 技术快速试制的实现

3.1 根据工况边界条件进行仿真模拟

根据型号设计师提供的工况边界条件，上横臂受力如图 5 左所示，具体数值如表 1 所示，重量 2.854 kg。A 点在 X 方向加载静载荷 9 190 N，Y 方向加载静载荷 11 100 N 进行静力计算，并约束 Z 方向位移，BC 两点模拟铰接进行约束。

下横臂受力如图 5 右所示，具体数值如表 1 所示，重量 3.62 kg。A 点在 X 方向加载静载荷 15 390 N，-Y 方向加载静载荷 12 720 N 进行静力计算，并约束 Z 方向位移。BC 两点模拟铰接进行约束。D 点在 Z 方向加载静载荷 36 390 N，Y 方向加载静载荷 10 000 N 进行静力计算。

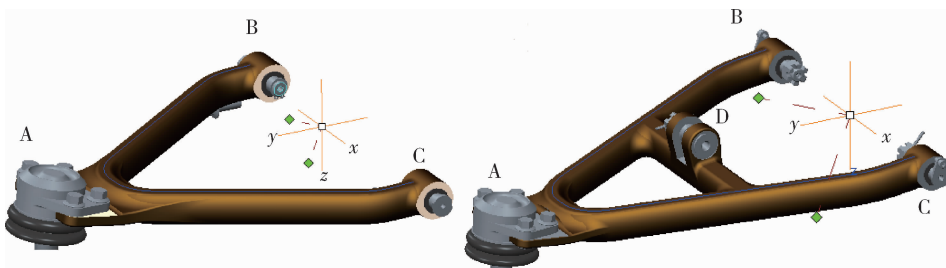


图5 上(左)、下(右)横臂受力方向及点位

表 1 受力数值表

上横臂	X	Y	Z
A	9 190 N	11 100 N	BCS
B	BCS	BCS	BCS
C	BCS	BCS	BCS
下横臂	X	Y	Z
A	15 390 N	-12 720 N	BCS
B	BCS	BCS	BCS
C	BCS	BCS	BCS
D	0	10 000 N	36 390 N

依据上述约束，对上、下横臂结构开展力学仿真分析，材料为 TC4 钛合金，按照如下力学性能进行计算，并生成应力云图：

- 弹性模量：113 GPa
- 密度：4 500 kg/m³
- 泊松比：0.33
- 屈服强度：825 MPa

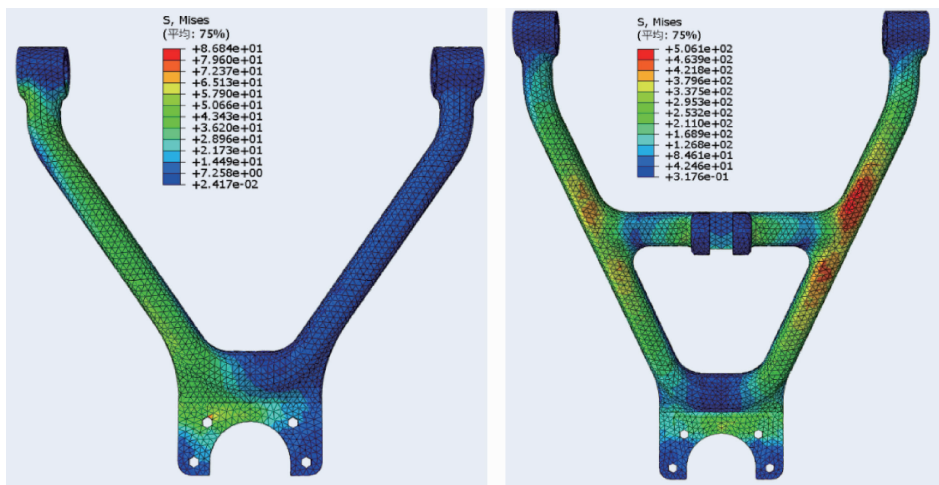


图6 上(左)、下(右)横臂应力云图

3.2 设计优化区域并进行拓扑优化

根据提供的边界条件及力学环境条件，将下支臂结构传力杆区域划定为设计域，找到最佳传力路径，结构原型及设计约束如下图所示(以上横臂为例)，对此区域进行抽壳(厚度 3 mm)，杆件内部用 ANSYS SpaceClaim 填充体心立方桁架(BCC) 构型点阵，晶胞尺寸为 6 × 6 mm，杆径 0.7 mm，结构形式为连续材料(蒙皮) + 多孔材料(三维点阵)，填充效果如图 7 所示，并采用三维建模软件对部件进行重构。

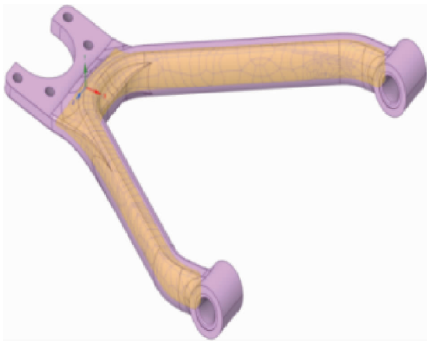


图7 上横臂点阵填充(左)BCC 点阵模型(右)

根据上个步骤输出的关键截面设计参数，以及传力路径结合工程设计规范中连接接口设计及装配要求、等国家标准设计要素，采用三维建模软件对工程对象进行二次校核，要求保持部件目前的强度和刚度状态，在设计输入工况下部件最大应力值不超过材料屈服强度。将设计模型转化为增材制造模型完成设计信息输出，实现结构减重和强度达标，满足设计要求。

3.3 确定上、下横臂打印时的排版方式

使用 Materialise Magics 软件对输出模型进行打印排版，预计使用的增材设备为铂力特的 S500，Base plate 尺寸为 500 × 500 × 500 mm，采用竖直排版的方式，一台设备一次可同时生成一套横臂(2 根上横臂和 2 根下横臂)，实现支撑最少化。将生成的支撑和横臂进行切片处理，生成切片 4256 层，预计时间 165 小时(6.8 天)。

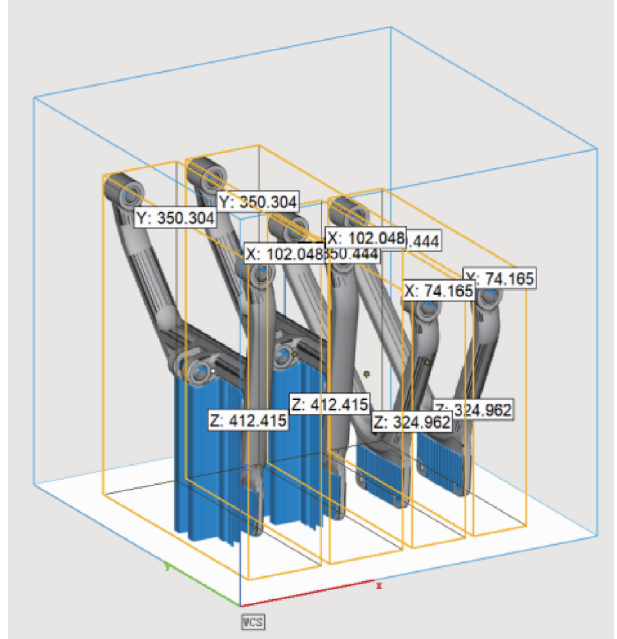


图8 打印排版图

3.4 模拟行打印过程应力、应变分析

使用制造过程模拟软件 simufact additive 对排版后的模型进行打印生成过程分析，检测应力集中情况、预估变形量，根据变形量对输出模型做反变形补偿。

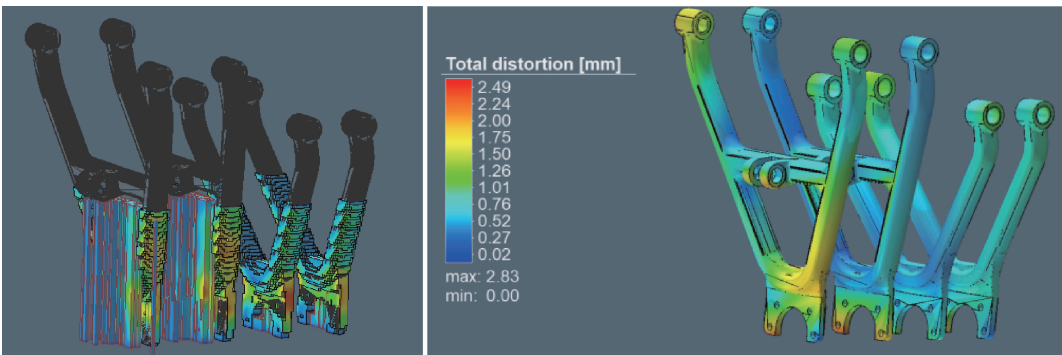


图9 制造过程模拟分析

文章编号: 1009-4687(2024)04-0057-06

基于 STM32 的可双向操作数据存储模块设计

刘慧丰, 万丽, 张建宇

(中国人民解放军 63966 部队, 北京 100072)

摘要: 为有效解决现装甲特种车辆信息控制单元占用空间较大、传输功能单一等问题, 设计了一种基于 STM32 的可双向操作数据存储模块。该模块以 USB 接口芯片 CH378 为核心进行 USB 主从机信息传输, 以 STM32F103 为核心处理器搭建主控系统; 设计了一种主、从机模式切换电路, 实现模块虚拟磁盘工作模式和外接 USB 存储设备工作模式的自动切换。通过对模块各工作模式进行测试, 验证了该模块功能实现的可行性与可靠性。该模块体积小、方便操作, 为装甲特种车辆测试数据传输系统的应用与维护提供了便利。

关键词: 数据传输; 虚拟磁盘技术; STM32; USB 接口芯片

中图分类号: U463.6

文献标识码: A

Design of Bi-directionally Operable Data Storage Module Based on STM32

LIU Huifeng, WAN Li, ZHANG Janyu

(Unit 63966 of PLA, Beijing 100072, China)

Abstract: In order to effectively solved the existing armored special vehicle information control unit occupies a large space, transmission function single and other problems, designed a STM32-based bi-directionally operable data storage module. The module uses the USB interface chip CH378 as the core for USB master-slave information transmission, and the STM32F103 as the core processor to build the master control system; a master and slave mode switching circuit was designed to realize the automatic switching of the module's virtual disk working mode and external USB storage device working mode. By testing each working mode of the module, the feasibility and reliability of the module function is verified. The module is small in size and easy to operate, which provides convenience for the application and maintenance of the test data transmission system of armored special vehicles.

Key words: data transfer; virtual disk technology; STM32; USB interface chip

现代化信息技术飞速发展, 数字化战场也变为现代战争战场主要作战模式^[1]。目前, 我国装甲特种车辆正努力实行自主创新的国产化道路, 装甲特种车辆的数字化、智能化转变愈来愈快。数据的存储、传输作为装甲特种车辆信息控制单元的主体功能之一, 需依赖装甲特种车辆测控数据传输系统来完成, 该功能的高效性与可靠性直接影响装甲车辆管理及维护的能力水平。传统的装甲特种车辆测

控数据传输系统通常采用较为成熟的 USB 转串口/并口芯片为核心构建系统^[2-3], 这种方案开发周期较短、开发难度较低, 可以较好地满足实际应用需求。然而, 现有信息控制单元可双向操作的数据存储功能的设计应用形式不同, 功能的实现也常常与其他单元共同集中于同一块电路板, 这给产品的维护带来不便。具体而言, 现有装甲特种车辆信息控制单元存在如下问题与缺陷:

收稿日期: 2024-09-13

作者简介: 刘慧丰 (1965-), 男, 硕士, 正高级工程师, 研究方向为车辆研究测试。

通讯作者: 万丽 (1979-), 女, 硕士, 工程师, 研究方向为车辆研究测试。

(1) 数据交互能力不足、数据存储可靠性差异较大

现有装甲特种车辆信息控制单元都设计了独立的外联接口、交互方式和数据格式,然而由于各专业技术团队研制水平不同,造成各大部件信息控制单元的信息存储能力、数据传输速率、数据交互稳定性、适用便捷程度存在较大差异^[4-5],使得信息控制单元的应用存在数据交互能力不足,数据存储可靠性差异较大等问题。

(2) 存储占用空间大、传输功能单一

现有的数据存储功能设计实现常需要使用体积较大的电平转换器件来处理存储芯片、主控芯片等器件之间的电平不一致问题,从而占用较大的 PCB 板空间^[6],使信息控制单元其它功能的实现空间受限。且现有数据传输功能形式单一,一般仅作为从机设备与主机进行数据传输,难以将数据转存至便携式存储设备中,不便于野外作业。

(3) 设计修改不便,难以开展并行式优化设计

现有的 USB 数据传输系统通常包含 USB 接口、存储芯片、主控芯片、电源管理芯片以及其他功能芯片等各种结构单元^[7-11]。这些结构单元常常集中在同一 PCB 电路板上,其各自功能与产品功能并不具备严格的对应关系,导致某个结构单元或者器件的更改会造成范围内的结构单元或器件不确定性更改,甚至会影响整个产品的功能,不利于产品的

维护、修改和重利用。

综上所述,针对目前装甲特种车辆测控数据传输系统存在的缺陷与不足,本文设计了一种基于 STM32 的可双向操作数据存储模块,实现虚拟磁盘技术工作模式和外接 USB 移动存储设备工作模式,与其他系统的应用连接更加便捷。该模块多种工作模式的灵活切换将使操作人员更加便捷地完成测试数据的交互。

1 系统总体设计

基于 STM32 的可双向操作数据存储模块由电源模块、USB 接口模块、存储功能模块、SPI 接口模块和主控模块组成。其中,电源模块对外部供电电源进行滤波,为系统多个模块提供不同标准的电压,该系统 STM32 主控芯片供电电压为 +3.3V,USB 接口芯片供电电压为 +3.3V 和 +1.8V;主控模块主要实现 STM32 最小工作系统,包括相应的复位电路、时钟电路、调试接口电路等;USB 接口模块由 USB 接口与 USB 接口芯片组成,主要完成 USB 协议的封装,实现与 USB 主机或 USB 外部存储设备之间的通讯;存储功能模块主要用于实现 Flash 存储功能,Flash 存储主要将 SPI 接口接收到的数据进行存储;SPI 接口模块通过主控芯片上的 SPI 通讯接口接收数据采集系统发送的实时数据。图 1 为系统总体框架图。

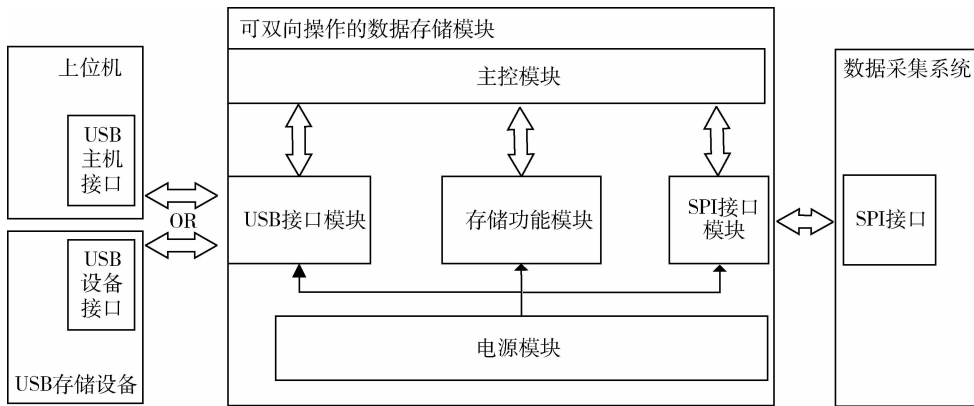


图 1 系统总体框架图

模块工作时,根据外部接入方式确定主机、从机模式。主机模式下,该可双向操作的数据存储模块实现外接 USB 存储设备工作模式,该工作模式的实现原理为:系统为外接的 USB 移动存储设备供电,然后辅助该设备实现自检、枚举等过程。系

统内置的固件程序能够完成 USB Mass Storage Device 数据传输通信协议、批量块传输通讯协议以及 FAT32 文件系统协议,从而能够对外接 USB 移动存储设备进行文件建立、文件读写、磁盘读写等操作。

从机模式下，该可双向操作的数据存储模块模拟为一个 USB 大容量存储设备，该设备以 USB Mass Storage 通讯协议为基础，从而完成挂载、通讯等功能。当该模块设备与上位机系统连接，上位机发送标准 USB Mass Storage 传输协议所需的 ID、设备类型描述符等参数信息，操作系统查找相应的 ID 及符合该系统设备类型的驱动程序，并进行判断该系统设备是否是标准 USB 设备，最终该设备在上位机系统上被识别为一个大容量存储设备，完成与上位机系统的数据通讯。

2 系统硬件设计

2.1 主控模块

主控模块硬件设计如图 2 所示，主控芯片选择 STM32F103 系列单片机中的 STM32F103ZET6，各电路设计如下所示。

时钟电路：经典皮尔斯振荡器架构，由无源晶振、外部起振负载电容构成。无源贴片晶振选用 STM32 系列芯片专用晶振 8MHz 的 DSX321G，负载电容为 12pF。

复位电路：采用复位芯片进行可靠复位。区别与按键复位，可以缩小模块空间。NRST 引脚接到了内部复位逻辑上，外部适合接到开漏输出上，采用开漏输出的芯片 MAX803。MAX803 复位芯片，开漏输出，需要接一个上拉电阻 R_{14} ，在 VCC 附近接一个电容 C_{25} ，可以提高瞬态免疫力。NRST 引脚的电位必须能保证低于最大 V_{IL} (0.8V) 以下，才能保证 STM32 复位，而当外部供电电压低于复位门槛电压时，复位芯片输出 0.3V 电压，低于 0.8V。

调试与下载接口电路：采用 SWD 接口，SWD 只需要最少 2 根线 (SWCLK 和 SWDIO) 就可以下载调试代码。本设计连同电源和地共使用五根线，分别为 NJTRST、SWCLK、GND、SWDIO 和 VCC3.3V。其共同使用串口下载代码差不多，而且速度更快，能调试。相比较 JTAG 接口而言，极大地降低模块的空间。

BOOT 电路：由于模块空间有限，所以直接将 BOOT0 和 BOOT1 放在模块插针上，通过外围电路，即测试板电路进行调试。

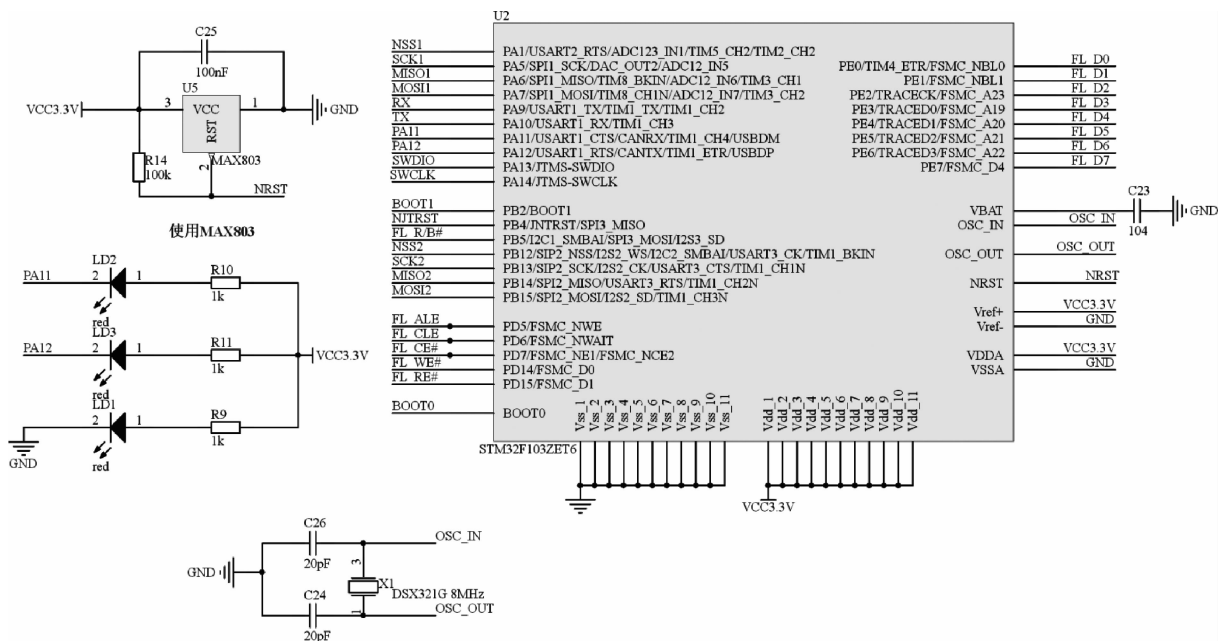


图 2 主控模块硬件设计图

2.2 USB 接口模块

USB 接口模块硬件设计如图 3 所示，该模块采用 USB 接口协议芯片 CH378，基于 USB 协议芯片的 USB 接口方案开发周期短，开发成本相对较低，因此采用基于 USB 协议芯片的 USB 接口实现方案

优势更为明显。

CH378 芯片为 USB2.0 总线的通用接口芯片，支持 12Mbps 全速和 480Mbps 高速 USB 通讯，支持 USB 主机方式和 USB 设备方式，且支持动态切换主机方式和设备方式，通过 8 位被动并行接口与主

控单片机 STM32 相连。在芯片上电复位时，CH378 判断 SEL 和 TXD 引脚的状态，根据这两种引脚状态的组合选择通讯接口。对于 8 位被动并行接口，要求 SEL 为低电平，TXD 为高电平。由于 SEL 和 TXD 均内置上拉电阻，因此，可以直接将 SEL 引脚接地，TXD 悬空处理。R₆ 为 CH378 指定连接电阻，大小为 12K，且要求连接到地端。R₇、R₈ 为 USB 接口差分信号线串联匹配电阻，用于消除或减弱差分信号上的振铃干扰信号以及带电插拔时所引起的电压波动。LD4、LD5 为 CH378 程序运行状态指示，通过灯的亮灭指示程序运行到什么位置。

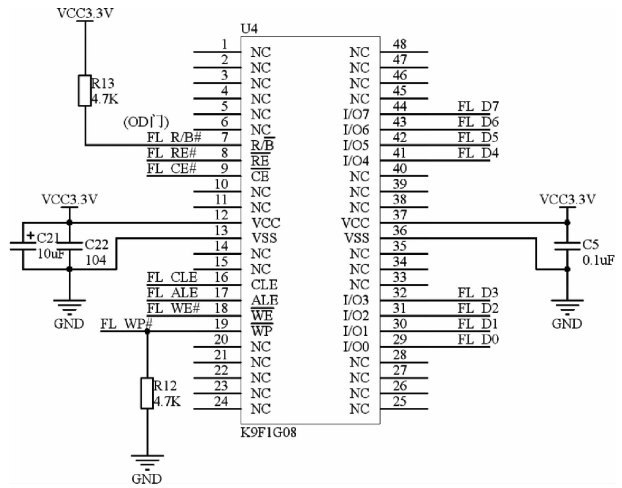


图 4 存储功能模块硬件设计图

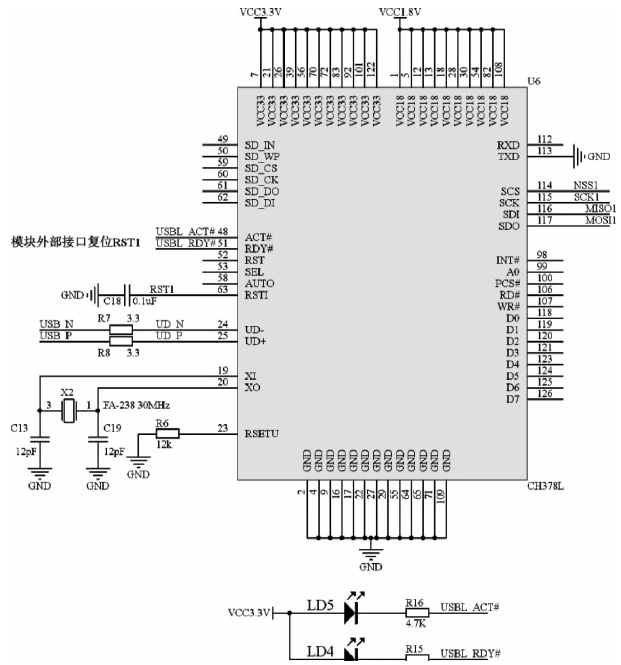


图 3 USB 接口模块硬件设计图

2.3 存储功能模块

存储模块硬件设计如图 4 所示，Flash 存储器选用 K9F1G08U0E，其通讯接口为 8 位并行接口，其工作电压为 3.3V，逻辑电平与主控单片机相同，可直接与主控芯片有关的信号线和控制线相连。

此芯片位宽为 8，I/O 口从 0-7 分别连接到 FSMC_ D0 - FSMC_ D7；CLE 是命令锁存使能，该引脚在高电平传输的是命令；ALE 地址锁存使能，该引脚在高电平传输的是地址；WE 是写使能（低电平有效，写入数据）；RE 是读使能（低电平有效，读取数据）；CE 是片选此芯片（低电平有效，选择 NAND 芯片），WP 是写保护，R/B 是准备就绪/正在工作状态，输出低电平表示正在工作，高电平表示就绪。

2.4 电源模块

电源模块硬件设计如图 5 所示，由于外部供电电压为 +3.3V，USB 接口芯片需要使用 1.8V 供电，因此使用线性降压芯片从 3.3V 降压至 1.8V。1.8V 线性降压电源芯片选用的是 AP2127，该芯片最大输出电流为 300 mA，能够再复杂环境下稳定工作。

对于主控模块的核心器件 STM32F103ZET6 常温下最大消耗电流为 36 mA，在低温工作环境下，工作电流将会适量增大，因此对于常温下的最大工作电流需增加 25% 的余度，估算最大工作电流为 45 mA；对于 USB 接口模块的核心器件 CH378 常温下最大消耗电流为 120 mA，对于全温度范围工作环境下，估算最大工作电流为 150 mA；对于 Flash 存储模块，其核心器件 K9F1G08U0E 常温下最大消耗电流为 35 mA，对于全温度范围工作环境下，估算最大工作电流为 43.75 mA；考虑到其它器件的功耗，对其进行适量降额，需要线性降压芯片提供 300 mA。此时，3.3V 器件与 1.8V 器件最大功耗估算值为 1.283 W（1.8V 器件按 3.3V 进行计算），3.3V 供电电源所需提供的最大工作电流为 388.8 mA。由于系统可能最大工作电流为 0.389A，根据 GJB/Z35 - 1993 《元器件可靠性降额准则》，电流小于 0.5A 时，降额因子为 0.2~0.4，再结合上述最大工作电流计算过程中可能带来的估算偏差，最终选取额定电流为 1A 的自恢复保险丝。

2.5 主机、从机模式切换电路

USB 协议芯片 CH378 自身没有自动切换主机、从机模式的功能，需要额外设计电路实现 CH378 的主机、从机模式切换，进而实现模块虚拟磁盘工作模式和外接 USB 存储设备工作模式的切换，具

体电路设计如图 5 所示。

D_1 为肖特基二极管，负责开关与隔离电流，当模块接入外部 USB 存储设备（模块处于主机模式），此时 D_1 左侧电压为 0，右侧电压为外部供电电压 +5V，经过 R_{17} 、 R_{18} 、 R_{19} 、 R_{20} 电阻分压，ad1 端电压为 0，ad2 端电压为 2.5V 左右，即 ad1 电压小于 ad2 电压；当模块接入外部上位机（模块处于从机模式），此时 D_1 左侧电压为 +5V，右侧电压为 0，经过 D_1 压降，此时 ad1 电压大于 ad2 电压。因此，通过判断 ad1 端点电压与 ad2 端点电压的大小，可以实现 CH378 主机、从机模式切换功能。

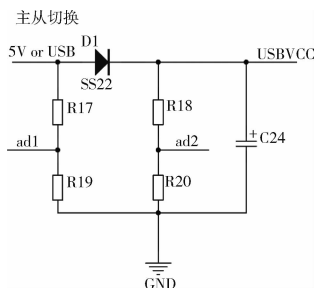


图 5 主机、从机模式切换电路

3 系统软件设计

可双向操作的数据存储模块设计在 Keil uVision5 软件开发平台完成。在模块正常运行状态下，首先主控芯片判断 ad1、ad2 端电压大小，将指令传输给 CH378，确定其工作模式；在主机模式下，CH378 读取外部 USB 存储设备内信息，将其传输至存储模块；在从机模式下，模块与上位机连接，CH378 将写入信号传输至主控芯片，随后将上位机发送的信息传输至存储模块。总体流程图如图 6 所示。

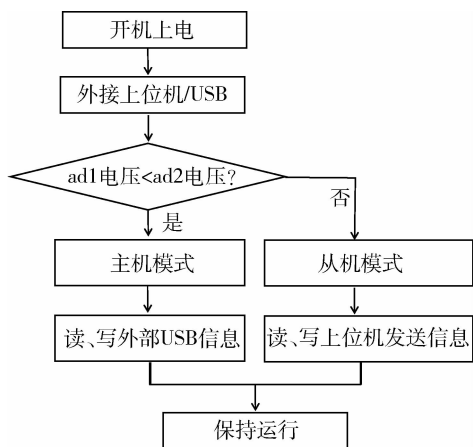


图 6 软件总体运行流程图

4 测试结果

可双向操作的数据存储模块整体结构如图 7 所示，模块长 5 cm，宽 4 cm，面积较小。为了验证模块设计的有效性，提前获取车载测试数据并存储至计算机以及外部 USB 存储设备，然后将模块依次与计算机及外部 USB 存储设备连接对模块进行测试。测试结果显示，可双向操作的数据存储模块可以自动切换 USB 主机、从机工作模式，且能够正确输出车载测试数据至计算机及外部 USB 存储设备中。其中当与计算机连接时，将可双向操作的数据存储模块正确识别为虚拟 U 盘，且内部数据文件可以正确复制到计算机中，虚拟 U 盘的存储容量由板载 Flash 型号确定，为 128M（系统数据为 1M），识别结果如图 8 所示。通过对测试数据上传速率做统计，如下表 1 所示，可知该模块通信速率为 1.22 MByte/s。

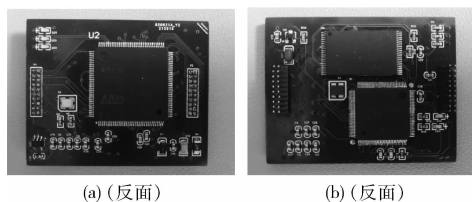


图 7 可双向操作的数据存储模块整体结构

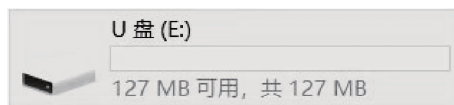


图 8 虚拟 U 盘识别结果

表 1 测试数据上传速率分析统计

序号	数据文件容量/MB	通信速率/ (MByte · s ⁻¹)
1	10	1.34
2	20	1.29
3	30	1.24
4	40	1.21
5	50	1.18
6	60	1.17
7	70	1.16
8	80	1.14
		平均速率 = 1.22MByte/s

5 结束语

本文研发了一种基于 STM32 的可双向操作数据存储模块,该模块的工作模式有虚拟磁盘工作模式和外接 USB 存储设备工作模式。虚拟磁盘技术工作模式下,该模块通过设备枚举等过程实现与上位机系统的连接,被上位机系统自动识别为一个“虚拟磁盘”,即标准的 USB 大容量存储设备,从而进行数据交互;外接移动存储设备工作模式下,该模块类似于 USB 主机,为其接入的 USB 移动存储设备进行数据传输等操作,完成模块与外接移动存储设备的通信。该模块具有体积小、操作便捷易携带、数据交互能力强等优势。

参考文献:

- [1] 姚秦. 测控通信中高速数据传输系统的设计与实现 [D]. 西安电子科技大学, 2013.
- [2] 杨友根. 测控技术在电子技术中的实际应用 [J]. 电子技术与软件工程, 2017 (23): 87-88.
- [3] 王志, 吴红芳. 导弹测试系统中的高速数据传输技术研究 [J]. 现代电子技术, 2011, 34 (09): 17-20 + 24.

- [4] 谢勇, 姚远程, 秦明伟. 基于 USB2.0 与 LabVIEW 的高速数据采集系统设计 [J]. 电子设计工程, 2012, 20 (19): 5-7 + 10.
- [5] 张锡宪. 无人机测控中数据传输系统设计与实现 [D]. 电子科技大学, 2009.
- [6] 孙巍, 孙芹东, 马士全, 等. STM32H743 系列水声数据采集存储系统设计与实现 [J]. 电子测量技术, 2021 (044-016).
- [7] 邓星星, 王锋, 焦国太, 等. 基于 CH378 嵌入式存储系统设计 [J]. 计算机测量与控制, 2015, 23 (02): 597-599 + 603.
- [8] 李贵娇, 鲁争艳, 李金宝, 等. 基于 CH378 的嵌入式存储系统设计 [J]. 电子测试, 2022, 36 (19): 33-35.
- [9] 郭佳欣, 单彦虎, 任勇峰. 基于 CH378 的通用大容量数据记录器的设计与实现 [J]. 电子器件, 2016, 39 (06): 1429-1434.
- [10] 段晓敏, 徐晓辉, 李建其, 等. 基于 CH378 的便携式高速数据采集系统设计与实现 [J]. 计算机测量与控制, 2015, 23 (08): 2855-2857.
- [11] 胡志强, 张宏, 赵瑞瑞, 等. U 盘接口芯片 CH378 在音乐播放器设计中的应用 [J]. 哈尔滨理工大学学报, 2015, 20 (05): 103-107.

(上接第 56 页)



图 10 上车安装效果

4 结束语

依据本文研究思路,2023 年 3 月 10 日开始进行上、下横臂的打印试制(一套:2 根上横臂+2 根下横臂)任务,8 天完成,然后运往后处理厂家进行进一步机加工,2 天完成,共历时 10 天,与整体机加工相对比减少 15 天试制周期缩短 75%,其中经结构二次优化,上横臂重量由 2.252 kg 变为 1.312 kg,减重 0.94 kg (41.7%)。随炉打印样件后期送往计量检验中心做金属材料拉伸试验,机械性能符合技术要求。

2024 年总目次

2024 年第 1 期 (总第 173)

履带车辆电控机械制动执行机构动力学仿真研究	汪银凤 胡 铮 张万昊 庞惠仁 简洪超 韩明 兰 海 (1)
某超高速两栖车辆水动力学特性分析研究	孙晓策 孙旭光 黄东彦 邱思聪 李 钊 (8)
基于牵引力 - 滑转率特性的高速电驱履带车辆行驶路面辨识方法研究	侯云龙 盖江涛 袁 艺 曾 根 李训明 马长军 (15)
超重型混合动力车辆机电复合制动系统技术	范 婧 勾 鹤 徐晓曦 王 然 杨小鹏 (22)
某型特种车辆综合传动左右支撑垂直振动研究	黄国良 张小强 庞 煜 于超婕 董 超 (29)
装甲车辆悬挂系统刚度阻尼快速匹配研究	唐志勇 杨 旭 雷旭东 冯 洁 陈 留 (37)
轮式车辆的路谱疲劳寿命研究和应用	袁金平 潘 婷 杨玉海 (41)
基于 bayes 成功型试验模型的整车试验可靠度分析	董炳健 王久乐 姜 柯 朱伟东 蒋文杰 (47)
某两驱纯电乘用车差速器异响故障机理分析和解决	陈 辉 鲁方俊 程 翔 吴桂义 (53)
特种装备车辆智能供配电技术研究	朱蕊蘋 杨春峰 (59)

2024 年第 2 期 (总第 174)

改进 CNN - LSTM 模型的滚动轴承剩余寿命预测方法	韩允童 王靖岳 侯兴达 李雪萍 丁建明 (1)
基于虚拟样机的某多轴车辆制动轴荷特性分析	范 婧 周 伟 徐晓曦 杨立煜 王师凯 陈新波 (7)
基于预瞄前馈的半主动悬架滑模控制	张家浩 王 铁 (12)
惯性质量对 2 - leg 并联机构馈能悬架振型及幅频特性的影响机理	张校锋 邓富昌 姜智超 莫家业 卢石孔 覃珍珍 (18)
知识驱动的驱动桥零部件智能设计	刘 刚 周秋忠 (27)
基于预瞄时间自调整控制智能车辆横向轨迹跟踪研究	郭子奇 张 昕 马昕池 张宏远 (34)
SUV 应急转向操作对骑行者头部损伤影响研究	杨 苓 王 欣 刘卓异 (40)
水陆无人两栖车环境感知技术综述	王 野 司璐璐 陈慧岩 席军强 于会龙 (47)
国内外可载人陆空两栖平台发展趋势研究	阮新建 康 忠 王美靖 张孟杰 杨志勇 (57)

2024 年第 3 期 (总第 175)

含分数阶项的惯容式油气悬架动力学建模及特性分析 薛春伟 王靖岳 张 硕 王宇龙 王军年 (1)

离合器摩擦副微观粗糙表面滑动接触特性研究 董 玮 魏成思 郑长松 王 茜 李 超 (7)

空降车辆着陆缓冲过程仿真分析与模型验证 石 坚 杨占华 刘春生 郭少鹏 牛艾佳 (12)

航空活塞发动机稳压箱温度影响因素及高空特性研究 温占永 孙鹏晖 田亚明 (17)

定子喷油环结构参数对电机散热的影响 ... 孙紫薇 朱益琛 刘思华 晏江昊宇 翟 丽 张敏弟 (23)

四自由度盘式制动系统的非线性动力学特性分析 贾 哲 王靖岳 盛一涵 李松格 王军年 (31)

基于 LDW - PSO 算法的电动汽车功率分配研究 柳敬伟 杨 柳 刘春玲 于文东 (36)

基于拓扑优化的电池液冷板结构设计研究 苏 熊 (43)

混合动力装甲车辆前向仿真模型研究 徐浩轩 刘春光 马晓军 (51)

基于知识图谱的无人驾驶车辆目标检测研究现状及热点分析 魏海姣 郑凯锋 李 璞 刘 伟 支博文 曹 柯 (57)

2024 年第 4 期 (总第 176)

履带车辆行驶系统功耗研究 张利杰 谭洪伟 隋嘉政 冯占宗 阴运宝 龙振新 秦博男 (1)

直冷板后增设节流装置的影响研究 宋思莹 宋孝忠 陈 冲 (10)

基于数字孪生的永磁同步电机热模型标定研究 孙浩天 沈鉴彪 周新武 (13)

基于 MATLAB 的纯电动商用车能耗仿真 张 启 (22)

轮式特种车辆传动系统可靠性台架试验加载研究 王庆峰 张喜明 毕研宝 白 岩 王明成 (27)

基于 2024 版 C - NCAP 正面 100% 重叠刚性壁障碰撞的 Q3 假人伤害分析 徐 哲 高冠宇 刘灿灿 (32)

油气弹簧连接销子及球支座疲劳寿命影响因素研究 ... 张 旭 张春生 赵韬硕 吴玉峰 袁 野 (37)

内啮合多齿接触齿轮设计与加工技术研究 唐 沛 王 乐 贾 爽 毛 润 (46)

基于 SLM 技术的悬架装置横臂快速试制工艺方法的研究 赵孟颖 卫鹏翼 吕志鸿 王 巍 赵 松 刘 博 (52)

基于 STM32 的可双向操作数据存储模块设计 刘慧丰 万 丽 张建宇 (57)

CONTENTS

· Performance Research ·

Research on Power Consumption of Tracked Vehicle Driving System
 ZHANG Lijie TAN Hongwei SUI Jiazheng FENG Zhanzong YIN Yunbao LONG Zhenxin QIN Bonan (1)

Research on the effects of adding a restrictor to the outlet of a straight plate heat exchanger
 SONG Siying SONG Xiaozhong& ChEN Chong (10)

Research on thermal model calibration of permanent magnet synchronous motor based on digital twin
 SUN Haotian SHEN Jianbiao ZHOU Xinwu (13)

MATLAB – based Simulation of Energy Consumption of Pure Electric Commercial Vehicle ZHANG Qi (22)

· Test Research ·

Reliability test loading study of transmission system for wheeled armored vehicles in bench test
 WANG Qingfeng ZHANG Ximing BI Yanbao BAI Yan WANG Mingcheng (27)

Injury Analysis of Q3 Dummy in Frontal 100% Overlap Rigid Barrier Impact Based on C – NCAP 2024
 XU Zhe GAO Guanyu LIU Cancan (32)

· Reliability Research ·

Research on Fatigue Life Influencing Factors of Oil – gas Spring Connecting Pins and Ball Bearings
 ZHANG Xu ZHANG Chunsheng ZHAO Taoshuo WU Yufeng YUAN Ye (37)

· Design & Calculation ·

Research on Design and Machining of Internal Gears with Multi Tooth Meshing
 Tang Pei Wang Le Jia Shuang Mao Run (46)

Research on the Rapid Trial Production Process of Suspension Arm Based on SLM Technology
 ZHAO Mengying WEI Pengyi LV Zhihong WANG Wei ZHAO Song LIU Bo (52)

Design of Bi – directionally Operable Data Storage Module Based on STM32
 LIU Huifeng WAN Li ZHANG Janyu (57)

2024 General Contents (63)

本刊为：

中国期刊全文数据库期刊
中文科技期刊数据库期刊
万方数据—数字化期刊群上网期刊
中国学术期刊（光盘版）入编期刊
《CAJ—CD 规范》执行优秀期刊
中邮阅读网（www.183read.com）合作伙伴

声 明

本刊已许可中国学术期刊（光盘版）电子杂志社在中国知网及其系列数据库产品中以数字化方式复制、汇编、发行、信息网络传播本刊全文；已在“万方数据-数字化期刊群”全文上网，被“中文科技期刊数据库”、“中邮阅读网”收录。本刊所付稿酬已包括作者著作权使用费、上网服务报酬。作者向本刊提交文章发表的行为即视为同意本刊上述声明。

《车辆与动力技术》编辑部

车辆与动力技术

（季 刊）

第 4 期 2024 年 12 月（总第 176 期）

1979 年 4 月创刊

主管单位：中国科学技术协会

主办单位：中国兵工学会

主 编：席军强

副 主 编：杜志岐 张树勇

章振宇（常务） 刘青山

责任编辑：刘青山

编辑出版：《车辆与动力技术》编辑部

地 址：北京理工大学

（北京海淀区中关村南大街 5 号）

邮政编码：100081

电 话：(010) 68911172 83803081

传 真：(010) 68911172

网 址：<http://BGTK.chinajournal.net.cn>

电子信箱：BGTKCD@126.com（第 2、4 期）

consultant@noveri.com.cn（第 1、3 期）

印 刷：北京科信印刷有限公司

发行范围：国内外公开

国内发行：北京报刊发行局

订 购 处：全国各地邮局

中国标准连续出版物号：
ISSN 1009-4687
CN 11-4493/TH

国内邮发代号：2-535

定价：12.00 元