

电动客车驱动链噪声控制研究

钱正华, 周梦来

(扬州亚星客车股份有限公司, 江苏 扬州 225000)

摘要:介绍电动客车噪声控制研究现状,重点分析驱动链对整车噪声的影响因素和优化方向,并梳理电动客车整车噪声控制途径,为电动客车整车和零部件的研发提供参考。

关键词:电动客车; 驱动链; 噪声控制

中图分类号:U469.1

文献标志码:A

DOI:10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.02.004

Research on Noise Control for Electric Bus Drive Chain

QIAN Zhenghua, ZHOU Menglai

(Yangzhou Yaxing Motor Coach Co., Ltd., Yangzhou 225000, China)

Abstract: This paper introduces the research status of noise control on electric buses, focuses on analyzing the influencing factors and optimization directions of the drive train on the whole vehicle noise, and sorts out the ways of noise control of electric buses. It provides a reference for the research and development of electric bus whole vehicles and parts.

Key words: electric bus; drive chain; noise control

由于电动客车动力总成特性存在差异,导致其NVH性能出现了新的问题。本文根据实际问题 and 文献研究,分析电动客车噪声现状和解决方案,并提出电动客车噪声控制架构。

1 噪声研究现状

从理论上讲,驱动电机运行平稳且振动小,其噪声表现相对理想。因此,电动客车应比燃油客车的静音优势更明显。然而,在实际运行过程中,由于整车噪声失去了内燃机的掩蔽效应^[1],使得其他零部件(如驱动桥)的噪声凸显;同时,由于电机噪声的频率较高,故其具有尖锐的声品质特性。因此,在相同分贝下,纯电动客车的听觉体验比内燃机客车差得多。

电动客车车内声场噪声通常由两部分组成,一是图1中左上部分,此部分有明显阶次特性的声场斜

线,其中低阶为结构传递所致,对客车而言,传动轴1阶和2阶振动频率、主减速器6阶或者8阶啮合频率能够在这里显现;高阶为空气传递所致,常见于驱动电机48、72、96阶高频啸叫声^[2],一般情况下凸显在某个车速段。二是图1中右下部分,此部分为“烟花状”的谐波频率,垂直竖线为电机控制器的载波频率,斜线为电流谐波^[3],声音特征为尖锐刺耳的高频噪声。

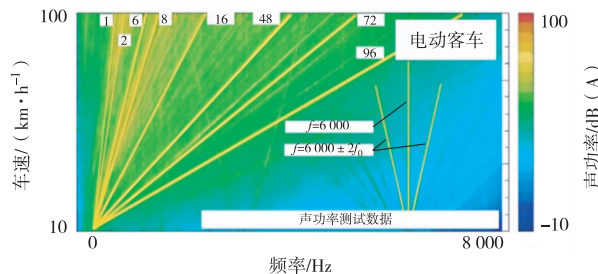


图1 电动车内声场噪声瀑布图

对于图1中左上部分:

收稿日期:2024-07-30。

第一作者:钱正华(1976—),男,工程师,主要从事新能源整车安全、三电动力系统、车身设计开发等工作。E-mail:qianzhenghua@asiastarbus.com。

通信作者:周梦来(1984—),男,硕士,工程师,主要从事动力系统、整车噪声、整车热管理等工作。E-mail:zhoumenglai@asiastarbus.com。

1) 当1阶声场斜线高亮显示时, 往往表示驱动电机悬置系统出现问题。电动客车动力总成采用橡胶软垫安装固定, 因此悬置系统设计水平会影响整车的NVH性能。文献[4]研究表明电动客车悬置系统的设计重点是解决低速抗冲击和高速共振之间的矛盾, 同时通过电控增加阻尼来平衡悬置系统的大扭矩变形与隔振率。

2) 当2阶声场斜线高亮显示时, 往往表示传动轴出现问题。文献[5]研究了传动轴2阶振动对整车噪声的影响, 发现降低传动轴夹角可减小车内振动。

3) 当6阶或8阶声场斜线高亮显示时, 往往表示驱动桥的噪声较大, 严重时甚至会出现16阶等主减齿轮的2阶啮合噪声, 产生电动客车加速噪声, 进而影响乘坐舒适性。文献[6]通过驱动桥的主减速器齿面修型和桥壳阻尼设计措施有效降低了整车噪声。文献[7]研究了传递路径对电动车振动的影响, 表明输入峰值载荷和结构频响函数是两个关键因素, 可分别通过优化悬置和推力杆橡胶来降低振动的传递。文献[8]通过对驱动桥振动特性研究表明, 在某些频率下, 驱动桥透射噪声对车内噪声贡献很大, 减小齿侧间隙、增大轴承预紧力和增加桥壳厚度可有效减小驱动桥的噪声。

4) 当48、72或96等高阶声场斜线高亮显示时,

往往表示驱动电机本体出现噪声问题。文献[9]研究了切向电磁力对系统振动噪声特性的影响, 结果表明电机电磁参数和结构对总成噪声和振动影响较大。

对于图1中右下部分, 当6 000 Hz或 $6\,000 \pm 2f_0$ (6 000 Hz为逆变器的载波频率, f_0 为电流基频)等高频声场线高亮显示时, 往往说明逆变器的噪声出现问题。文献[10]研究表明, 由于逆变器的电流调制作用, 定子电流中存在一系列基波频率整数倍的高次谐波, 此谐波与开关作用形成的载波频率叠加, 从而形成倒伞状的声场斜线。因不涉及机械振动, 此类高频声一般可通过声学包裹和载波频率优化得到良好的控制。

综上所述, 目前行业内主要从驱动电机、驱动电机悬置、驱动桥、噪声传递路径着手解决电动客车噪声问题, 缺少对噪声影响因素的系统梳理以及从整车角度对零部件系统的匹配和应用控制。

2 电动客车噪声影响因素分析

目前主流电动客车驱动链构型源于燃油车, 即在燃油客车原有构型上将动力总成替换为驱动电机, 电机扭矩通过传动轴传递给驱动桥, 从而实现车辆的行驶。图2系统梳理了电动客车噪声驱动链、影响因素、形成机理以及车内噪声传递路径。

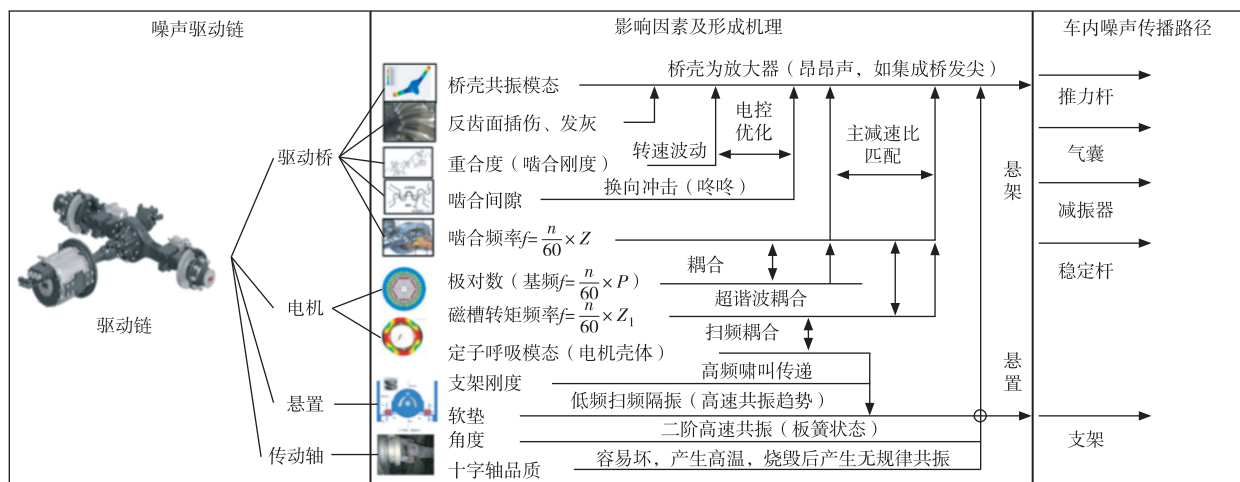


图2 电动客车噪声影响因素及车内噪声传递路径

电动客车车内噪声主要由驱动桥、电机、悬置系统、传动轴等产生, 这些结构噪声最终通过悬置支架

和悬架传递给整车, 从而形成车内噪声。

1) 驱动桥的噪声主要由桥壳模式、齿面插伤、齿

轮重合度、啮合间隙、啮合频率造成,同时悬架系统对振动的传递也是车内驱动桥噪声凸显的关键因素。

2) 电机噪声主要是电磁噪声,电机气隙频率磁场的径向力波使定子和转子产生径向变形和周期性的振动,通过频率特性分析可以得出极对数、磁槽数、定子呼吸模态等对电磁噪声的贡献较大。

3) 悬置系统引起噪声的两个关键因素是悬置系统设计和悬置支架刚度。

4) 传动轴的噪声主要是由传动轴的夹角和十字轴品质造成的。

下面将从整车角度分别针对驱动桥匹配、传动系匹配、电控匹配三个方面进行噪声控制论述。

3 驱动桥匹配及噪声控制

目前,电动客车噪声的一个共性问题驱动桥噪声凸显,最明显的特征是在加速过程中,噪声随着车速的增加而逐渐变大;当噪声达到峰值后,其随着车速的增加逐渐变小。其根本原因是主减速器齿轮的啮合频率与桥壳的模态频率重合^[11]。

主减速器齿轮的啮合频率可由式(1)计算:

$$f_1 = Z_1 \cdot n_1 / 60 \quad (1)$$

式中: f_1 为驱动桥主减速器第1阶啮合频率; n_1 为电机转速; Z_1 为主动锥齿轮的齿数。

可以看出,啮合频率与电机转速成正比,即整车运行过程中啮合频率随着车速的增加而逐渐变大。驱动电机没有怠速,因此在工作过程中,电机激励具有明显的扫频特性。一般情况下,驱动桥壳的一阶模态较易激发,当该模态频率 f_0 与主减速器的一阶齿轮啮合频率 f_1 相同或相近时,桥壳会引起共振,从而加大车内噪声。

从零部件角度而言,驱动桥的噪声优化措施有主减速器齿面修型、桥壳刚度优化、增加吸振器或者增加桥壳阻尼材料等。但从整车角度而言仍有一些地方需要注意,主要是电机极对数与齿轮齿数的匹配、桥壳振动的传递控制、油品控制等方面的优化。

3.1 驱动电机匹配

当激励频率与系统的某一阶固有频率相等或接近时,发生的共振称为系统的主共振;当激励频率是系统某一阶固有频率的整数倍或分数倍时,发生的共

振称为次共振,其中整数倍时出现的共振现象为次谐波共振,分数倍时出现的共振现象为超谐波共振。电动车辆动力系统出现噪声一般是主共振和次谐波共振导致的。

对于驱动电机而言,第一个关键频率为极对数引起的激励频率,如式(2)所示:

$$f_2 = Z_2 \cdot n_2 / 60 \quad (2)$$

式中: f_2 为电机极对数引起的激励频率; n_2 为电机转速; Z_2 为电机极对数。

在直驱电机系统下,当 $Z_2 = Z_1$,即电机极对数与主减速器主动锥齿数相同,此时 $f_2 = f_1$,产生主共振条件,进一步导致驱动桥噪声变大。

第二个关键频率为磁槽转矩引起的激励频率,如式(3)所示:

$$f_3 = Z_3 \cdot n_2 / 60 \quad (3)$$

式中: f_3 为磁槽转矩引起的激励频率; Z_3 为电机磁槽数^[12]。

当 $Z_3 = N \cdot Z_1$ (N 为正整数),电机的磁槽数为主减速器齿主动轮齿数的整数倍,即 $f_3 = N \cdot f_1$,此时产生次谐波振动条件,导致驱动桥噪声异常(电动车辆一般不会出现 $f_3 < f_1$ 的情况)。

因此,在整车设计中一定要注意驱动电机与驱动桥主减速器的匹配关系。针对客车而言,由于驱动电机的极对数多为偶数,因此在设计过程中,注意选择主锥齿轮齿数为奇数的主减速器进行匹配。

3.2 传递路径控制

整车运行过程中,路面反馈的推力通过驱动桥的推力杆传递给车架,从而让整车前行。不同于气囊和减振器与车之间的软连接,推力杆与车身之间是硬连接,驱动桥壳的振动会直接传递给整车。因此推力杆是重要的车内噪声传播路径。

在驱动桥推力杆设计过程中,首先要保证推力杆支座及其与车架焊接的基础梁之间有足够的动刚度,局部动刚度提升能够有效改善振动传递函数,从而减小结构传递噪声;其次,应避免推力杆1阶模态频率与驱动桥壳1阶模态频率重合,若出现模态耦合现象,可通过优化推力杆刚度或增加吸振器(宽频吸振)等措施来减少桥壳振动向车身的传递,从而降低结构噪声;再次,推力杆衬套刚度对振动传递也有一

定的影响,可通过调整衬套橡胶硬度进行改善,但要注意硬度过小(一般情况下,邵氏硬度 >60 HA)会影响衬套寿命。

由于齿轮的啮合频率随着转速的增加而逐渐变大,而桥壳的模式固定不变,因此通过提高桥壳模式频率,使桥壳的模式不易被激发,即提高齿轮与桥壳1阶耦合模式的频率,在最大程度上使桥壳的1阶模式避开全转速范围内的啮合频率,从而降低噪声。而客车驱动桥壳一般采用冲焊方式,如果通过增加桥壳的厚度来提高桥壳的模式频率实现上述目标,其代价是驱动桥的重量和成本大幅上升。相比之下,采用吸振器吸收桥壳振动的方案更好。

吸振器的原理是在振动物体上增加质量弹簧共振系统,该系统在共振时产生的反作用力可使振动物体的振动减小。吸振器的安装位置主要有两种:一种是安装在驱动桥壳上;另一种是安装在悬架的推力杆上。前者的缺点是吸振器配重较大,且不好确定吸振器的位置和方向。而后者因推力杆较轻,所需配重小,路径固定,较易实施。综合两种方案的特点,本文选择将吸振器安装在推力杆上,如图3所示。根据桥壳的模式设计吸振器的振动频率,然后将吸振器安装在承载驱动桥动力传递的关键部件推力杆上,从而有效地降低车内驱动桥的噪声。根据实际经验,车内加速噪声可降低 $4\sim 8$ dB(A)。

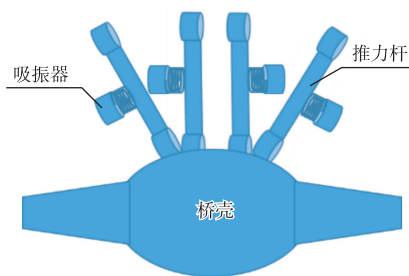


图3 驱动桥壳吸振器安装示意图

桥壳阻尼方案主要有两种:一种是在桥壳内表面增加辅助振件,桥壳振动时,振件与桥壳间隙内的流体形成薄膜阻尼;另一种是在桥壳表面喷涂阻尼材料或者贴敷阻尼材料。桥壳阻尼方案一般由桥厂实施,不属于整车厂的职责范围,此处不再赘述。

3.3 主减速器润滑油品控制

在纯电动客车的运营过程中,早期的静音效果较

为理想,但中后期普遍出现加速噪声变大的现象,个别严重的客车在运营初期就出现加速噪声异常现象。拆解出现上述问题车辆的主减速器齿轮后发现,齿面主要有两种状态:一种是出现了图4(a)所示的拉丝状痕迹,原因是齿面出现了异常磨损;另外一种出现了图4(b)所示的发灰现象(很细小的麻点痕迹),原因是齿面出现了微点蚀。当这两种痕迹出现时,齿面在受力传递过程中会产生异常振动,从而导致桥壳振动变大。在车内的主观体验为整车加速噪声明显变大,严重时整车也会产生较大振动,在噪声测试中会通过齿轮啮合频率在频谱图中高亮显示出来。该问题与齿轮副的设计水平关系较大,但营运过程中润滑油的品质也是重要因素之一,品质良好的润滑油可避免或减少齿面的早期磨损。



(a) 主减速齿面擦伤

(b) 主锥齿面发灰

图4 主减速齿面磨损

驱动电机扭矩大且响应快,齿面承受压力大,因此油品的第一个关键指标是极压抗磨性。该指标体现出润滑油保证齿轮在高速、高温和高负荷的苛刻条件下不发生过度磨损、胶合、擦伤、烧结等失效现象的能力,其中硫(S)含量是决定润滑油极压抗磨性的关键参数。其次是润滑油的化学稳定性,水含量过高会导致润滑油乳化变质,乳化变质后就失去了防腐、防锈、抗磨和消泡的能力。此外,空气粉尘中带来的硅(Si)含量会严重影响防腐性能,硅含量是齿轮换油标准的关键指标。因此针对电动客车驱动桥使用的润滑油,建议化学成分的质量分数指标如下: $1.5\% \leq S$ 含量 $\leq 2\%$ (若小于 1.5% ,则其极压抗磨能力无法满足要求),水含量 $\leq 0.2\%$,Si含量 $\leq 0.03\%$ 。

4 传动系匹配及共振控制

驱动电机具有扭矩波动小、响应较快和运行平稳

的特点,但因其小转动惯量和欠阻尼特性,在运行过程中往往易出现低速大扭矩冲击抖动和高速共振的现象。通常通过优化悬置系统设计和调整传动轴角度来避免产生上述现象。

4.1 悬置系统设计

在传统的发动机悬置设计过程中,将悬置刚体模态频率设计在发动机的怠速运转频率以下,一般为5~20 Hz。而在驱动电机悬置设计过程中,为提升低速抗扭性,会提升悬置刚度,使得模态频率分配范围较广,刚体模态一般为10~65 Hz^[4],但这又影响了高速的隔振效果,因此设计过程中需要注意以下两点:

1) 悬置尽量采用水平布置,对于结构对称的总成,水平布置能够获得较完美的解耦率,同时可让悬置软垫受到的侧向力较小。图5(a)为水平悬置布置,橡胶受力延长线平行,电机扭矩转化为悬置橡胶的压力,侧向力较小^[13]。图5(b)为V型悬置布置,橡胶受力延长线通过动力总成扭矩轴,缺点是悬置橡胶承受的侧向力较大。

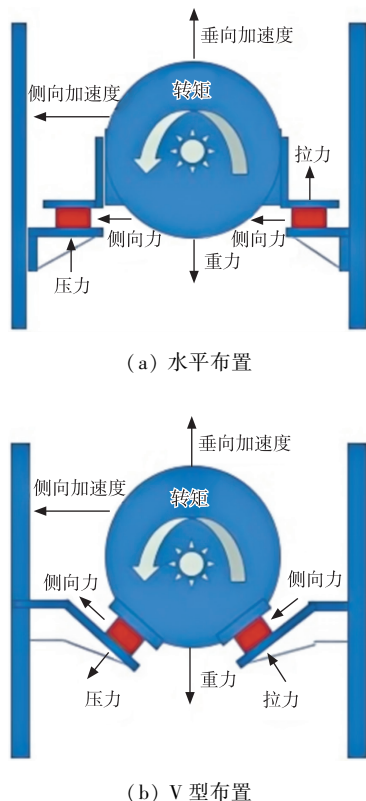


图5 驱动电机悬置构型示意图

2) 将垂直方向的模态频率控制在较低的范围,建议低于25 Hz,这样可有效降低系统在高速工况下

的振动幅度。

同时不建议采用传统发动机常用的压缩型悬置软垫,而应采用带衬套的三明治悬置软垫。图6为压缩型悬置软垫和三明治悬置软垫。压缩型悬置软垫压剪比大、侧向刚度小,同时不能长期受拉力。三明治软垫可针对Z方向模态频率将悬置轴向刚度设计得很小,同时侧向刚度较大,在运行过程中橡胶不承受拉力,既保证了系统隔振效果,又提升了系统可靠性。

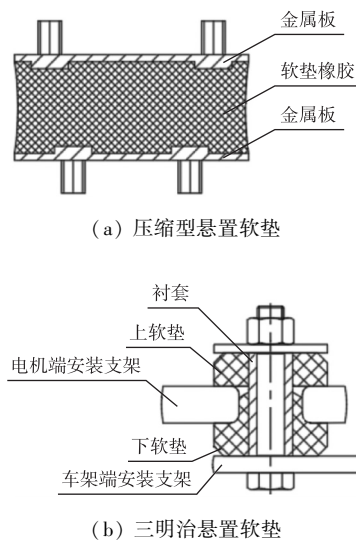


图6 悬置软垫安装示意图

4.2 传动轴角度控制

由于驱动电机转动惯量较小,因此在受到外部压力时平稳性较差,这导致系统对传动轴的2阶振动尤为敏感。传动轴角度在动力传递过程中,会在万向节上形成侧向力,侧向力使驱动电机的位置发生径向偏移,从而形成振动,随着车速的增加,整车的振动幅度会越来越大。

因动力电池布置问题,电动客车的传动轴一般较短。在板簧悬架状态下,制造误差可能导致电机高度变化,进而引起传动轴十字轴角度变化超过10°。此时,传动轴2阶振动凸显,造成整车高速共振。因此建议设计过程中,在兼顾动力电池布置条件的前提下,尽可能保证传动轴的长度(建议传动轴长度大于500 mm),以降低悬架高度变化对传动轴角度的影响;同时在板簧状态下,采用空载校核方式来确定传动轴的布置。

对于空气弹簧悬架, 通常空载或满载状态下弹簧高度不会产生变化, 但如果高度阀调节杆垂直精度不足, 车辆行驶过程中驱动桥颠簸会产生侧向力, 导致高度阀连接杆变形。运行一定周期后, 气囊高度会下降, 导致传动轴角度发生变化, 进而使传动轴的2阶振动变大, 车内噪声也随之增大; 若高度阀支架刚度不足, 则会进一步加快气囊高度变化。因此, 在设计和制造过程中一定要严格控制高度阀调节杆的安装精度和安装支架的刚度。

5 电控匹配及异响控制

驱动电机扭矩响应快, 对齿轮啮合间隙比较敏感, 易产生冲击。同时, 电机转动惯量小和欠阻尼特性会导致传动系转矩波动, 从而造成驱动桥主减齿轮的连续敲击异响。

5.1 扭矩冲击控制

齿轮会出现热胀冷缩现象, 为防止高温情况下齿轮咬合粘连, 主减速器的齿轮之间留有啮合间隙。可通过优化齿间间隙、增加轴承预紧力、增加转动惯量等物理措施来减小冲击, 也可通过电控措施来减小冲击, 从而减少设计和工艺成本, 增加制造容错率。后者通过调整电机的扭矩变化率, 有效降低扭矩冲击, 目前行业都是结合物理和电控方案以有效地优化扭矩冲击。

主被动齿面之间有侧隙行程, 主动齿面和被动齿面贴合前需经过这段行程, 如果直接按正常扭矩变化控制电机扭矩, 齿面贴合瞬间等同于大扭矩冲击, 驱动桥将产生冲击异响。这种情况一般出现在起步加速、加速-制动、制动-加速这3个过程中。踏板开度变化越快, 冲击越明显。

起步冲击一般可通过设计合理的靠齿扭矩(为了避免由齿轮间隙引起的非线性扭矩输出产生打齿现象)来减少。一种方案是设计合理的扭矩策略, 保证齿轮向确定的方向靠, 这个靠点扭矩常为一个较小的固定值(一般为 $5 \sim 15 \text{ N} \cdot \text{m}$)。即起步过程中首先通过这个靠点小扭矩走过空行程, 齿面贴合后再按正常扭矩变化率控制电机扭矩的变化。该起步过程中, 电机扭矩平滑过渡, 有效地消除了起步冲击异响。也可通过整车控制器或者电机控制器增加 $5 \sim 15 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的

挂挡靠齿扭矩。该扭矩使齿轮始终处于啮合状态, 但不足以驱动整车, 只有当油门踩下进一步增加驱动扭矩后, 整车才会运行。在啮合状态下再起步, 不会产生由齿轮间隙带来的起步异响。另一种方案是挂挡后增加低速蠕行功能, 其通过无油门控制, 实现车辆的低速行驶。由于整个过程始终保持在小扭矩状态, 当驾驶员踩油门时, 齿轮已处于啮合状态, 并且车辆已有一定的基础速度, 因此有效避免了齿轮异响, 从而提高了乘坐的舒适性。

加速-制动过程中, 整车先由电机正扭矩推着车辆走, 然后转变为整车拖着电机转, 最后再转变为电机负扭矩拉着整车减速。该过程比起步过程多了一个齿面分离过程, 若控制不好易产生冲击, 一般采用扭矩过零控制^[14], 如图7所示, 即在正扭矩小于某个值时尽量让扭矩变化率变缓, 减少齿轮换向时的齿面冲击, 并注意过零扭矩梯度和正常变化扭矩梯度的平滑过渡。常见的过渡函数有幂函数、指数函数、二次函数、一次函数等, 这些函数各有优缺点, 根据笔者经验, 采用指数函数形式的扭矩过渡方式, 能够有效地降低轮换向冲击。

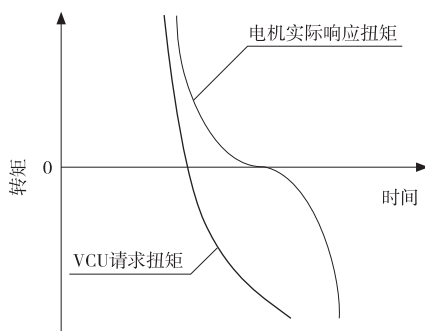


图7 扭矩过零控制示意图

5.2 连续敲击异响控制

前文提到驱动电机惯量小和欠阻尼特性会导致驱动桥发出齿轮敲击声, 根据实际使用情况, 发现敲击发生在高速滑行和缓加速两种工况下。

高速滑行异响是因为在高速滑行过程中电机扭矩存在过零情况, 电机转子等同于自由状态, 在滑行过程中驱动电机转子会在整车拖动状态下来回摆动, 引起齿面之间的敲击声。与前文靠齿扭矩类似, 解决方案是施加压齿扭矩, 即在滑行过程中通过电机控制器施加较小的电机扭矩, 等同于滑行回收扭矩, 此时

主被动齿面会在电机扭矩作用下脱离自由状态而保持贴合,不会来回摆动,从而消除敲击声。

缓加速时的敲击声,类似于传统车的动力系统扭振产生的敲击声,传动轴的转速波动情况和周期性均较明显。如图8所示,电机转速在1 475~1 733 r/min区间时,传动轴转速波动明显增大,车内能够听到明显的齿轮敲击声。传动系统扭振的触发条件主要有两个:①由于激励频率与传动系的固有模态重合,导致耦合振动;②由于动力不足造成传动系变形,从而引起系统自振。直驱电机系统导致的齿轮敲击一般由第二种原因导致。

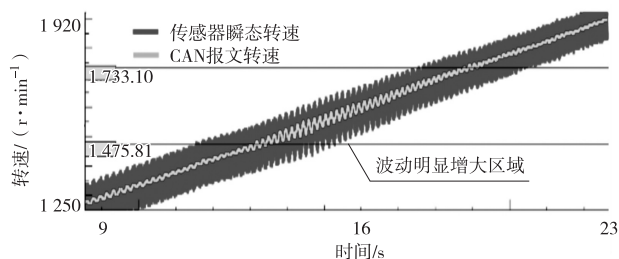


图8 传动轴转速波动示意图

针对低速工况下小电门敲击异响,恒扭矩阶段不存在动力不足的问题,一般可通过在整车控制器或电机控制器上增加防抖功能来解决;针对高速小电门敲击异响的问题,通常在具有一定坡度的路面上出现,在巡航过程中,驾驶员发现车速下降,轻踩小电门以维持车速时,驱动桥产生敲击异响,这是由于高速阶段驱动电机的基础扭矩无法满足坡度变化带来的扭矩需求,因此整车控制器需要增加巡航车速的基础扭矩,并在此基础上补偿加速需求扭矩^[15]。这样可以解决驱动桥在高速工况下的敲击异响。

6 结束语

本文根据电动客车研究现状,从整车驱动链角度对运营过程中出现的噪声问题进行分析,并提出解决方案,结论如下:

1) 因失去发动机的掩蔽效应,电动客车驱动桥的噪声凸显,整车加速时的驱动噪声需要通过驱动链

匹配、传递路径、润滑油品质等进行控制。

2) 传动系共振需要重点对电机悬置构型和传动轴角度进行严格控制。

3) 根据驱动电机物理特性和电控便利性,可利用整车的电控对振动和异响进行控制。

参考文献:

- [1] 黎志鹏. 某纯电动客车振动噪声试验与性能优化研究[D]. 长沙:湖南大学,2018.
- [2] 康娟,蒋卫伟,杨思雨,等. 电动客车用永磁同步电机噪声特性研究[J]. 微电机,2020,53(1):20-24.
- [3] 周菁頔. 纯电动汽车动力总成激励下的车内噪声分析[D]. 沈阳:沈阳理工大学,2022.
- [4] 薛宏斌,朱晓禹,邱钰贤,等. 电动客车动力总成悬置参数优化设计[J]. 客车技术与研究,2022,44(2):20-23.
- [5] 沈保山,赵东平,王以文. 传动轴对振动噪声的影响[J]. 汽车实用技术,2016(12):63-65.
- [6] 刘付洋. 某型汽车后桥 NVH 性能分析与试验研究[D]. 赣州:江西理工大学,2019.
- [7] 曾梦媛. 纯电动客车振动源识别与振动传递特性试验研究[D]. 长沙:湖南大学,2020.
- [8] 宋鹏程. 汽车驱动桥振动噪声分析及优化设计[D]. 武汉:武汉理工大学,2018.
- [9] 方源,章桐,于蓬,等. 切向电磁力对电动车动力总成振动噪声的影响分析[J]. 电机与控制学报,2016,20(5):90-95.
- [10] 史文库,刘国政,宋海生,等. 纯电动客车振动噪声特性[J]. 吉林大学学报(工学版),2018,48(2):373-379.
- [11] 肖将,郭年程,闫善恒,等. 商用车驱动桥齿轮啸叫综合分析方法及应用[J]. 机械传动,2022,46(6):141-146.
- [12] 康娟,蒋卫伟,杨思雨,等. 电动客车用永磁同步电机噪声特性研究[J]. 微电机,2020,53(1):20-24.
- [13] 胡海华,钱正华,周梦来,等. 电动客车动力总成悬置构型设计优化[J]. 客车技术与研究,2024,46(4):8-14.
- [14] 王坤俊,欧阳智,卢雄,等. 电动汽车扭矩滤波控制策略研究[J]. 客车技术与研究,2023,45(6):10-13.
- [15] 赵治国,王晨,张彤,等. 纯电动 Tip-In/Out 工况的前馈校正与主动阻尼防抖控制[J]. 汽车工程,2018,40(1):19-27.