

# 新能源汽车背门撑杆机构布置设计软件开发<sup>①</sup>

邱寿发，李煜，李亚峰，黄小兰，周倩倩

比亚迪汽车工业有限公司汽车工程研究院车身技术开发中心

**【摘要】** 新能源汽车车门开闭系统是影响用户交互体验的重要零部件系统，是提升新能源汽车的舒适性设计和开发的关键。本文通过对电动背门开闭系统撑杆机构的结构及其设计参数进行分析及设计优化，研究了开关门过程中驱动机构对系统力学特性的影响。本文以驱动机构、铰链、背门总成为研究对象，构建了该系统的运动数学模型。通过对模型的分析，开发了背门开闭系统力学设计软件，实现了通过输入相关参数精确计算驱动机构特性曲线及背门开闭系统力学性能的功能，并验证了理论分析的可行性。研究结果表明，该软件大幅提升了电动背门驱动设计布置效率。同时根据模型的演化，可为不同开启形式的门盖开闭系统的撑杆机构设计提供参考。

**【关键词】** 布置设计，驱动机构，数学模型，设计软件

## Development of the Software for Layout Design of Brace Mechanism with Back Door of New Energy Vehicles

Qiu Shoufa, Li Yu, Li Yasong, Huang Xiaolan, Zhou Qianqian

Car Body Technology Department Center, Auto Engineering Research Institute, BYD Auto Industry Co., Ltd.

**Abstract:** The opening and closing system of new energy vehicles is an important component system that affects user interaction experience, which is the key to improving the comfort design and development of new energy vehicles. This paper mainly introduces the driving mechanism of electric back door opening and closing system and design optimization of the influence of design parameters on system performance, in order to establish the design capability of automotive electric opening ad closing system and development efficiency. The relative chain and the back door as the research object, in order to explore the influence of driving mechanical properties of the system in the process of opening and closing. By using the established model, the mechanical design software of the back door opening and closing system is developed, which can accurately calculate the driving mechanism characteristic curve and the mechanical properties of the back door opening and closing system by inputting relevant parameters, and the feasibility of the theoretical analysis is verified. According to evolution of the model, it can provide reference value for the product design of door cover opening and closing system of different opening forms.

**Key words:** layout design, driving mechanism, mathematical model, software design

## 引言

汽车电动化与智能化是汽车产业发展的主要趋势，为进一步提升汽车人机交互体验提供了新的可能，汽车开闭系统也逐步由机械化向电动化与智能化的方向转变<sup>[1]</sup>。目前，电动车门逐步成为汽车配置表里的标配附件，因此，对汽车背门电动化起到关键作用的撑杆结构的设计和安装布置也成为一个关键的研究课题<sup>[2-4]</sup>。

目前，行业内对于汽车背门开闭系统已经开展了大量的研究工作。朱石磊等<sup>[5]</sup>研究了3种驱动机构的结构形式以及布置方式，借助对比分析，得到了不同驱动机构对整车布置、外观、操作以及噪声等方面的影响。张荣芸等<sup>[6]</sup>利用ADAMS软件优化了电动背门的力学模型，对其在开闭过程中的应力及变形情况进行了仿真验证，使其满足了运动过程中的受力要求。李广等<sup>[7]</sup>借助

网格划分及仿真拓扑优化，确立了电动背门撑杆支架的安装点，并通过实车验证了其可行性。赖勤修等<sup>[8]</sup>利用力矩平衡原理，研究了背门开闭过程中的操作力，根据布置经验提出了背门的经验布置方式。另外，对于汽车电动背门，部分研究人员也从控制器的角度完善了控制逻辑，提升了其智能化水平<sup>[9-11]</sup>。

综上，现有研究多局限于关注单一零部件本身的功能性，对于系统相关性的研究工作仍有所欠缺。因此，为规避或减小系统性风险，缩短设计开发周期，提高竞争软实力，搭建背门系统匹配设计和验证的能力至关重要。本文结合某车型背门开闭模型，分析典型工况下的背门开闭运动状态，从驱动机构单件运动机理着手，分析了背门系统总成匹配，设计搭建了基于背门驱动机构布置设计的理论计算模型，开发了可供工程师分析使用的设计开发软件。结果表明，所研究的设计理论具有一定的实用性和参考性。

# 1 背门电动撑杆布置及其工作原理

## 1.1 电动撑杆机构布置

目前市场上现有车型的电动背门撑杆机构布置类型根据设计成本的需求主要分为双驱动机构和单驱动机构两种形式, 如图 1 所示。双驱动机构是指背门的左右两侧对称布置相同参数的电动助力撑杆(图 1a), 可以实现两侧撑杆同步。因为左右协调一致, 所以不会因为长期的开关、碰撞而变形。但其线束的安装难度大, 成本费用较高, 容易降低产品的市场竞争力。

单驱动机构是指一侧撑杆为电动助力形式, 另一侧撑杆为机械助力形式(平衡撑杆或气弹簧撑杆)(图 1b)。在使用过程中两侧很难实现同步, 容易导致背门扭曲变形、关闭不紧, 背门左右缝隙不均匀, 关闭面差调节困难等问题, 整体开闭效果较差。但可以通过合理的布置设计来改善此类问题。同时, 其相对较低的成本, 具有一定的市场竞争优势, 后续具体设计方案将在本文中阐述。

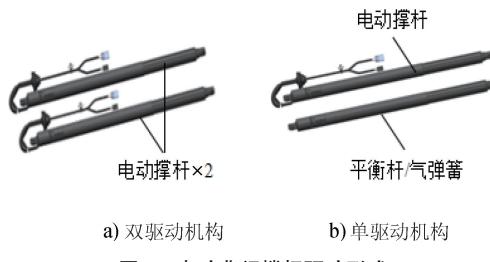


图 1 电动背门撑杆驱动形式

电动撑杆作为上掀式开闭背门助力机构, 布置形式又分为正置和倒置两种, 如图 2 所示。由于正置形式中电动撑杆固定端安装于背门流水槽内, 活动端安装在背门上, 车辆具有更广泛的布置选择空间, 因此应用正置的比率较高。

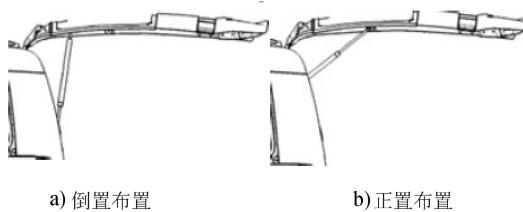


图 2 电动背门撑杆布置形式<sup>[8]</sup>

## 1.2 电动背门撑杆机构的结构及其工作原理

电动背门撑杆机构主要包含的零部件如图 3 所示。电动撑杆工作时, 电动机通电后提供驱动力, 发生旋转运动, 经齿轮箱的减速作用后, 带动丝杆做旋转的运动, 并带动与之相连的做轴向运动的内导管, 其内部有与丝杆相啮合的结构, 电动机通过正转和反转完成电动撑杆的伸缩动作。阻尼器安装于齿轮箱和螺旋弹簧之间, 在电动机的转动过程中增加传动的摩擦力矩, 螺旋弹簧和辅助弹簧的作用是使背门的重力势能与撑杆的机械能尽可能地保持实时平衡, 使背门能够在开启的任意位置实现悬停功能。球窝分别安装于车身和车门侧, 最终实现背门的开闭动作。根据电动机和齿轮箱的

布置位置不同, 电动撑杆可分为直通式撑杆、U 形撑杆及 L 形撑杆等。

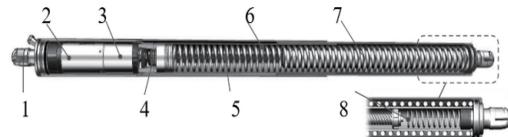


图 3 电动撑杆结构组件示意图

1—球窝 2—电动机 3—齿轮箱 4—阻尼器 5—丝杆  
6—螺旋弹簧 7—内导管 8—辅助弹簧

电动撑杆是背门开闭的动作执行单元, 开闭背门的关键零部件。撑杆内部自带霍尔传感器, 收到开关门指令后, 撑杆自动伸缩带动背门的开闭。通过电子控制单元(Electronic Control Unit, ECU), 电动背门可实现开关、遥控、防夹、光电感应以及平稳运行等功能控制。电动撑杆在伸缩过程中, 螺旋弹簧不断发生拉伸和压缩动作, 根据胡克定律, 可计算螺旋弹簧的压缩力、电动机旋转扭矩与撑杆助推力之间的关系。

对电动撑杆的伸缩过程进行分析, 得到如下关系式:

$$\begin{cases} F_s = K(L_f - L_t + L_c) \\ K = \frac{\tau D}{8(D/d)^4 d} \\ L_f = (n - n_c) \left(\frac{h}{d}\right) \\ h = h'd \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $F_s$  是螺旋弹簧的实时力值, 单位为 N;  $D$  是螺旋弹簧中径, 单位为 mm;  $d$  是螺旋弹簧线径, 单位为 mm;  $K$  是螺旋弹簧刚度, 单位为 N/mm;  $L_f$  是螺旋弹簧自由长度, 单位为 mm;  $L_t$  是电动撑杆瞬时长度(撑杆两球窝之间的轴向距离), 单位为 mm;  $L_c$  是电动撑杆固定长度(主要指电动机、齿轮箱、阻尼器、球窝等固定结构的轴向尺寸和), 单位为 mm;  $\tau$  是螺旋弹簧切变模量, 单位为 GPa;  $S$  是电动撑杆运动行程, 单位为 mm,  $n$  是螺旋弹簧有效圈数, 单位为圈;  $n_c$  是螺旋弹簧固定圈数, 单位为圈;  $h$  是螺旋弹簧节距, 单位为 mm;  $h'$  是螺旋弹簧极限载荷单圈变形量, 单位为 mm。

对电动机及阻尼器的轴向阻力进行分析, 得到如下关系式:

$$\begin{cases} F_e = 2\pi \frac{N\gamma/\delta}{l\mu} \\ F_f = 2\pi \frac{N_f}{l\mu} \\ \sum F = F_e + F_f \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $F_e$  是电动撑杆驱动电动机轴向阻力值, 单位为 N;  $F_f$  是电动撑杆阻尼器轴向阻力值, 单位为 N;  $\sum F$  是电动撑杆轴向阻力和, 单位为 N;  $N$  是驱动电动机动态转矩, 单位为 N·mm;  $N_f$  是电动撑杆阻尼器转矩, 单位为 N·mm;  $\gamma$  是齿轮箱齿轮减速比;  $\delta$  是齿轮箱传动效率;  $l$  是电动撑杆丝杆导程, 单位为 mm;  $\mu$  是电动撑杆丝杆的传递效率。

电动撑杆的力学特性主要有行程  $s$ 、电动撑杆轴向阻力和  $\sum F$ 、中值  $F_s$  等, 如图 4 所示。

背门开闭过程中, 电动撑杆的力值计算表达式为

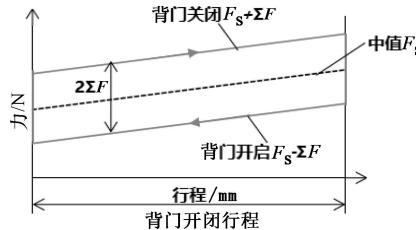


图 4 电动撑杆力值曲线

$$\begin{cases} F_c = F_s + \sum F \\ F_o = F_s - \sum F \end{cases} \quad (3)$$

式中,  $F_c$  是背门关闭过程电动撑杆电动机驱动力值, 单位为 N;  $F_o$  是背门开启过程电动撑杆电动机驱动力值, 单位为 N。

## 2 电动背门系统分析及数学模型建立

### 2.1 电动背门系统分析

电动背门开闭系统主要由背门铰链轴线、平衡杆、背门本体、吸合锁、电动撑杆、背门铰链等组成。以电动背门总成内的各种开关信号为基础, 通过车身控制模块 (Body Control Module, BCM) 控制背门吸合锁的动作, 同时, ECU 信号控制背门电动撑杆的电动机工作, 来实现背门本体的电动开启与关闭。

背门电动开启过程: 用户触发电动背门解锁开关, 待解锁信号出现并反馈至背门, ECU 接收信号并确认后, 发送信号至电动撑杆处驱动其发生伸长动作, 开启过程中实时读取背门位置信息和防夹信号。当开启到预设位置或接收到防夹信号时, 背门立刻停止动作, 悬停在开启过程的某一位置。

背门电动关闭过程: 用户触发电动背门关闭开关, ECU 确认后发送信号至电动撑杆处驱动其发生缩短动作, 关闭过程中实时读取背门位置信息和防夹信号。当关闭到预设位置或接收到防夹信号时, 背门立刻退回至开启最大位置或退回一定的角度。当背门进入半锁位时, 触发吸合锁吸合功能, 电动撑杆断电, 最终背门由半锁位置吸合至全锁位置, 整个关闭过程完成。

### 2.2 电动背门系统运动数学模型建立

本文以正置单驱动布置背门电动撑杆为例, 模拟电动开启或关闭背门旋转过程, 进行力学以及运动学分析, 如图 5 所示 (此处不考虑锁吸合、复位和解锁过程), 其中, 汽车在平路状态下, 背门系统的旋转中心轴线 AB 平行于全局坐标系的 Y 轴, 即  $\mathbf{AB}(2) = 0$ 。

对电动模式的背门开闭过程由力学分析可得平衡方程为

$$\begin{cases} M_G + M_f = M_e + M_{EF} + M_{GH} \\ M_{EF}^o = M_e + M_{EF} \end{cases} \quad (4)$$

式中,  $M_G$  是背门重力矩;  $M_f$  是背门铰链、电动机、阻尼器及丝杆的摩擦力矩;  $M_e$  是电动机驱动力矩;  $M_{EF}$  是电动撑杆机械力矩;  $M_{GH}$  是平衡杆输出力矩;  $M_{EF}^o$  是电动撑杆输出力矩。

对背门模拟坡道工况进行计算分析可得下式:

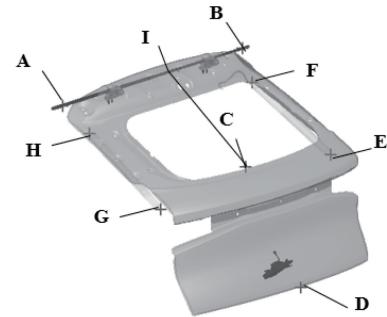


图 5 电动背门系统关键位置示意

A—铰链轴线任一点 B—铰链轴线另一点 C—总成质心  
D—人机操作位置 E—电动撑杆车门活动点  
F—电动撑杆车身固定点 G—平衡杆车门活动点  
H—平衡杆车身固定点 I—质心点到轴线的垂足

$$\begin{cases} \mathbf{AB} = (x_1 - x_2, y_1 - y_2, z_1 - z_2)^T \\ \alpha = \arctan\left(\frac{x_1 - x_2}{z_1 - z_2}\right) \\ \beta = \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{y_1 - y_2}{\|\mathbf{AB}\|}\right) \end{cases} \quad (5)$$

式中,  $\mathbf{AB}$  是背门铰链轴线向量;  $(x_1, y_1, z_1)^T$  是 A 点坐标;  $(x_2, y_2, z_2)^T$  是 B 点坐标;  $\|\mathbf{AB}\|$  是轴线向量的模, 单位为 mm;  $\alpha$  是背门坡道前后倾角, 单位为 ( $^\circ$ ),  $\beta$  是背门坡道左右倾角, 单位为 ( $^\circ$ )。

对背门的质心随开启关闭角度变化的实时坐标进行计算可得到下式:

$$\begin{aligned} (\mathbf{C}') &= (\mathbf{P}) \cdot ((\mathbf{C}) - (\mathbf{I})) \\ (\mathbf{P}) &= \begin{pmatrix} \cos \alpha & 0 & \sin \alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha & 0 & \cos \alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ 0 & \sin \beta & \cos \beta \end{pmatrix} \cdot \\ &\begin{pmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 1 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ 0 & \sin \beta & \cos \beta \end{pmatrix} \cdot \\ &\begin{pmatrix} \cos \alpha & 0 & \sin \alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha & 0 & \cos \alpha \end{pmatrix} \\ k &= \frac{\begin{pmatrix} x_1 - z_1 \\ x_2 - z_2 \\ x_3 - z_3 \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} y_1 - x_1 \\ y_2 - x_2 \\ y_3 - x_3 \end{pmatrix}}{\|\mathbf{AB}\|} \\ (\mathbf{I}) &= k \cdot (\mathbf{AB}) + (\mathbf{A}) \end{aligned} \quad (6)$$

式中,  $\mathbf{C}'$  是背门质心点的实时旋转坐标;  $(x_3, y_3, z_3)^T$  是背门质心  $\mathbf{C}$  的坐标;  $\mathbf{I}$  是轴线垂足点坐标;  $k$  是中间变量, 不具有实际物理意义;  $\theta$  是背门开启实时角度, 单位为 ( $^\circ$ )。

因此, 可求得实时的背门重力矩计算结果, 见式 (7)。

$$\begin{cases} M_G = mg \|\mathbf{n}_1\| \\ (\mathbf{G}) = (\mathbf{C}) + (0 \ 0 \ h)^T \\ (\mathbf{n}_1)^T (\mathbf{AB}) = (\mathbf{n}_1)^T (\mathbf{G}) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中,  $m$  是背门总成的质量, 单位为 kg;  $g$  是重力加速度,

$g=9.8m/s^2$ ;  $\mathbf{n}_1$  是向量  $\mathbf{G}$  和向量  $\mathbf{AB}$  的公垂向量;  $h$  是常数 (cons), 单位为 mm;  $\|\mathbf{n}_1\|$  是背门总成重力臂, 单位为 mm。

同理, 分别求解电动撑杆及平衡杆的力矩, 见式 (8)。

$$\begin{cases} M_{EF} = F_{EF} \|\mathbf{n}_2\| \\ M_{GH} = F_{GH} \|\mathbf{n}_3\| \\ (\mathbf{E}') = (\mathbf{P}) \cdot (\mathbf{E}) - (\mathbf{I}_1) \\ (\mathbf{G}') = (\mathbf{G}) \cdot (\mathbf{E}) - (\mathbf{I}_2) \\ (\mathbf{n}_2)^T \cdot (\mathbf{EF}) = (\mathbf{n}_2)^T \cdot (\mathbf{AB}) = 0 \\ (\mathbf{n}_3)^T \cdot (\mathbf{GH}) = (\mathbf{n}_3)^T \cdot (\mathbf{AB}) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

式中,  $F_{EF}$  是电动撑杆的输出力值;  $F_{GH}$  是平衡杆的输出力值;  $\mathbf{n}_2$  是向量  $\mathbf{EF}$  和向量  $\mathbf{AB}$  的公垂向量;  $\mathbf{n}_3$  是向量  $\mathbf{GH}$  和向量  $\mathbf{AB}$  的公垂向量;  $\|\mathbf{n}_2\|$  是电动撑杆力臂, 单位为 mm;  $\|\mathbf{n}_3\|$  是平衡杆力臂, 单位为 mm;  $\mathbf{I}_1$  和  $\mathbf{I}_2$  分别是轴线垂足点坐标。

对手动模式下或整车馈电状态下的背门开闭过程由力学分析可得平衡方程, 见式 (9)。

$$\begin{cases} M_0 + M_{EF} + M_{GH} = M_c + M_f \\ M_c + M_g = M_{EF} + M_{GH} + M_f \end{cases} \quad (9)$$

式中,  $M_0$  是手动打开背门的人机操作力, 单位为 N;  $M_c$  是手动关闭背门的人机操作力, 单位为 N。

## 2.3 电动背门系统设计校核模型建立

经过上述的理论计算后, 需对电动撑杆在背门总成的布置参数进行校核, 需要做如下校核项: 坡道悬停校核、撑杆左右力矩平衡校核、撑杆输出力校核、手动操作力校核以及滥用力校核等。坡道悬停校核是指背门在开启或关闭过程中, 由于人为的主动操作暂停、被动防夹或者开启高度记忆存储功能, 理论上需要保证背门能在打开到任意位置时悬停, 建立约束条件式如下:

$$-M_f \leq M_{c} - M_{EF} + M_{GH} \leq M_f \quad (10)$$

撑杆左右力矩平衡校核是指在采用单驱动撑杆进行电动背门的布置设计时, 由于一侧撑杆为电动模式, 另一侧为机械撑杆, 设计参数的不同使两侧的力矩会出现不平衡, 最终导致背门会出现扭转或者抖动的情况。尤其在关闭位置, 需尽可能使两者保持平衡, 以满足良好的外观面差, 即在上述 1.1 节中所提及的问题。因此, 需建立如下约束条件式:

$$\lim_{\theta \rightarrow 0} (M_{EF} - M_{GH}) = 0 \quad (11)$$

撑杆输出力校核是指电动撑杆在布置完成后需对钣金的刚度、强度进行计算机辅助工程 (Computer Aided Engineering, CAE) 仿真分析来确保实际车门的安全性和外观面差。因此, 需建立约束条件式 (8) 中的  $F_{EF}$  和  $F_{GH}$ 。

同理, 用户的开关操作力需要在一定的力值范围内才能够保证用户具有舒适的主观体验。通过换算操作力臂来计算操作力实时力值, 见式 (12)。

$$(M_0/L_p) \perp (M_c/L_p) \leq F_{target} \quad (12)$$

式中,  $L_p$  是用户手动操作力臂, 单位为 mm;  $F_{target}$  是设计要求的力值, 单位为 N。

滥用力校核是指车门在电动关闭过程中用户急需将车门快速关闭, 导致电动机被强迫做加速旋转, 此时电动撑杆的初始力值会出现陡增, 易对撑杆支架、撑杆固定球头以及背门本体造成损坏, 以致其不能正常使用。因此, 需计算此时

的力值来保证连接结构的强度, 需建立如下约束条件式:

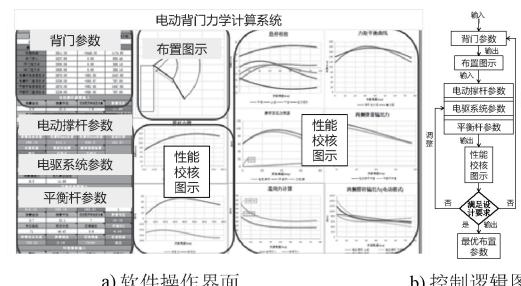
$$\frac{(M_G + F_{溢}L_p - M_{GH} - M_f)}{\|\mathbf{n}_2\|} \leq \sigma(F) \quad (13)$$

式中,  $F_{溢}$  是用户大力关门力值, 单位为 N,  $\sigma(F)$  是许用设计要求力值, 单位为 N。

## 3 电动背门撑杆机构设计软件开发

### 3.1 电动背门撑杆设计软件介绍

基于上文中建立的理论数学模型, 开发了电动背门撑杆机构设计软件界面及控制逻辑, 如图 6 所示。该软件主要包括系统参数输入框、布置图示框、性能校核框、电动撑杆参数设计输入框等几部分。在设计校核软件相应位置输入系统参数, 包括背门质量、质心、开启角度、电动弹簧安装点、用户施力点、雪载以及环境温度等, 借助相关算法推导即可得到电动撑杆单件的力学特性曲线, 进而拟合得出随背门开启关闭过程的操作力曲线, 实现实验数据的可视化, 从而较为直观地判断设计方案的可行性。借助该软件可大幅提升该系统的设计效率。



a) 软件操作界面      b) 控制逻辑图

图 6 软件操作界面及控制逻辑图

### 3.2 电动背门性能分析计算

为了验证开发软件的精确性和实用性, 对车型 A 进行系统布置设计分析。表 1 所示为车型 A 的系统环境参数, 电动背门采用单驱动设计。根据相关参数进行电动撑杆的布置以及内部结构参数的设计, 最终根据背门流水槽、车门本体空间等环境空间进行相应的设计。

表 1 车型 A 背门系统相关参数统计

相关参数	参数值
背门质量/kg	33.2
背门总成质心坐标/mm	(3237.6, 0, 850.4)
开闭角度/(°)	76.0
环境温度/°C	-30、20、80
坡度/(°)	±20
用户操作滥用力/N	100、200
铰链摩擦力矩/N·m	3.0
雪载/kg	3.0
配置	单驱动

图 7 所示为电动背门在平路以及坡道路况下, 利用表 1 中的数据, 通过设计软件拟合得到的在平路上开启角度与重力矩和撑杆弹簧力矩关系图。从图 7a 可以看出, 在不同开启角度条件下, 撑杆弹簧力矩与背门重力矩变化趋势一致, 撑杆弹簧力矩峰值及背门重力矩峰值分别出现在开启角度为 33° 和 37° 时, 在开启角度为 15°~76° 范围内时, 其力矩差值在完全开启时最大仅约为 17 N·m, 说明设计重力矩和弹簧力矩值与开启角度曲线的拟合度较高<sup>[12]</sup>。同时, 软件也可输出不同路况(平路、上坡、下坡, 坡度 = 20°)下的阻力矩差值。根据该车型配备的背门铰链、电动机、阻尼器及丝杆固有的阻力合力矩与开启角度之间的关系, 可以看出在不同路况下, 该布置设计下, 根据国家标准开启角度  $\geq 15^\circ$ <sup>[12]</sup> 的阻力矩位于设备固有阻力合力矩范围内, 其具体结果如图 7b 所示。因此, 该布置设计可在开启角度  $\geq 15^\circ$  范围内保证该车背门在任意路况和任意位置可以悬停。

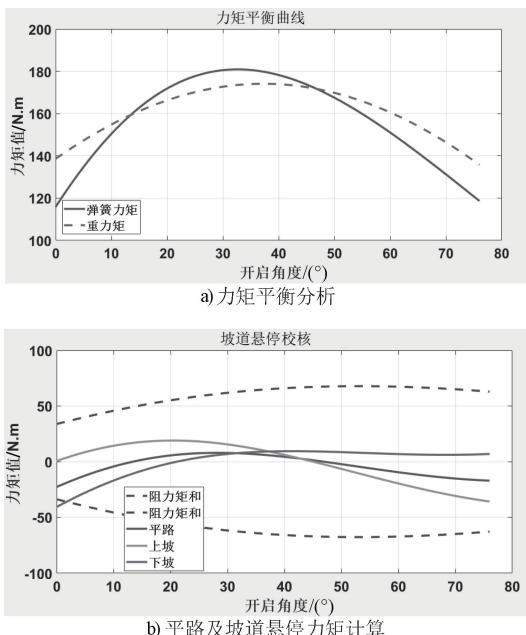


图 7 坡道悬停校核分析

另外, 该软件亦可用于验证单驱动电撑杆设计条件下, 两侧的力矩差异, 以便用于系统校核, 避免双侧力矩不平衡导致背门出现扭转或者抖动的风险。图 8 为表 1 车型 A 在单电动撑杆条件下各撑杆的力矩与开启角度之间的关系曲线。从图中可以看出, 该设计方案下, 左右撑杆力矩差值随着开闭角度的增大而略微提升, 整体差值较小, 最大差值约为 9.5 N·m。

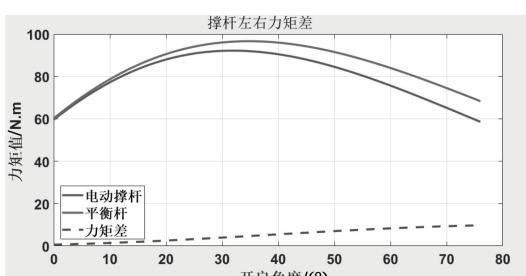


图 8 撑杆左右力矩差校核分析

另外, 该软件同样可以实时输出电动撑杆或平衡杆力值大小, 其结果可以作为输入项进行 CAE 的分析, 以便于对背门本体的结构刚度、强度进行分析, 保证车门结构的完整性和安全性。另外, 该软件同样可以进行馈电或断电模式下, 不同布置设计下, 人为手动开门操作力的分析, 以保证用户在此情况下开关过程满足主观舒适性的需求, 可通过调整撑杆的布置位置和力值参数来满足系统设计目标要求。最后, 借助该软件, 可以输出人为开关门力与车门或撑杆最大滥用力的关系。可将力值作为输入参数对背门本体进行 CAE 分析和优化, 以防止车门损坏(包括车门本体和撑杆等), 如乘客分别输入 100N 和 200N 后的最大滥用力分别为 2006.5N 和 4095.6N。

#### 4 电动背门撑杆机构设计验证

为了验证上述软件输出数据的准确性, 对相关数据进行了实车测试验证。电动撑杆及平衡杆的单件行程与力值曲线测试结果如图 9 所示。从图中可以看出, 实测值与理论值拟合度高, 说明借助软件输出的理论计算值具有一定的精准度, 证明了设计软件实施的可行性。从图中可以看出, 对于该车型的撑杆布置优化结果而言, 无论是采用双电动撑杆还是单电动撑杆, 开关门过程代表电动撑杆轴向阻力和的  $\Sigma F$  均具有较好的稳定性, 说明该设计方案可行性高。同时, 对车型 A 实车的背门电动系统开关过程舒适性进行实车测试验证, 开关过程人机操作力实际测试值与理论计算值偏差在 10N 内, 偏差相对较小, 满足设计目标要求。

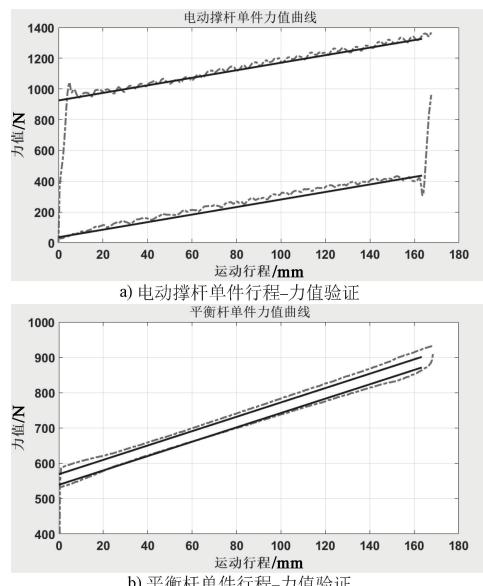


图 9 撑杆行程与力值曲线

注: 虚线为实测值, 实线为理论值

最后, 针对该布置设计方案, 进行了整车的坡道保持性能测试, 其具体测试结果见表 2。经过测试发现, 该布置设计方案可满足在  $\geq 15^\circ$  的开启角度范围内, 该车型背门可在任意位置悬停, 实车实验测试如图 10 所示。通过对上述各项性能的理论与实际测试的对标验证, 证实了此设计理论的正确性, 说明该设计软件可靠性高, 为后续项目的设计、研究及测试提供了一定的技术支持。

表 2 车型 A 操作舒适性实车验证

验证项目	设计目标	设计值	实测值	差值
最大位置保持力	(55±15)N	48.77	57.0	8.23
最大开门力	≤80N	69.61	69.0	0.61
最大关门力	≤80N	74.40	84.0	9.60



图 10 车型 A 坡道悬停验证

## 5 结论

本文针对新能源汽车电动背门撑杆机构的设计校核研究，开发出了适合背门撑杆布置的设计软件，得到以下结论。

- 1) 针对新能源汽车电动背门撑杆布置设计，构建了电动背门系统及电动撑杆单件布置设计的理论分析数学模型。
- 2) 基于该数学模型，开发了适用于新能源汽车背门电动撑杆布置设计软件，可用于后续新型车门设计（异形门）的计算设计，通过实车测试验证了其可靠度和准确度，具有相对较广的通用性和实用性，实现了背门电动撑杆的快速分析校核，提升了背门的整体设计效率。
- 3) 通过对新能源汽车电动背门系统电动撑杆的布置设计的分析研究，为后续研究异型电动门盖等新技术的多样性设计奠定了基础。

## 参 考 文 献

- [1] 王建中. 电动化+智能化：让大象起飞的两个风口 [J]. 智能网联汽车, 2022 (2): 1.
- [2] 陈永鹏, 侯效东, 秦亚茹, 等. 汽车电动尾门控制系统研究 [J]. 汽车实用技术, 2017 (8): 43-45.
- [3] 李超帅, 王炳飞, 林森, 等. 汽车电动尾门系统的设计研究 [J]. 汽车实用技术, 2018 (9): 54-57.
- [4] 黄充, 史可朝, 史金荣, 等. 汽车电动尾门系统布置与校核 [J]. 汽车零部件, 2021 (4): 35-38.
- [5] 朱石磊, 双元卿. 汽车电动尾门驱动机构研究 [J]. 上海汽车, 2019 (9): 3-6, 11.
- [6] 张荣芸, 宋仁才, 朱顺福, 等. 汽车电动尾门撑杆受力分析及其优化设计 [J]. 新乡学院学报, 2018, 35 (12): 66-72.
- [7] 李广, 闫跃奇, 杨春花, 等. 某乘用车电动尾门安装点刚度提升研究 [J]. 汽车实用技术, 2019 (16): 132-134.
- [8] 赖勘修, 张燕. 汽车背门气撑杆设计研究 [J]. 南方农机, 2020, 51 (23): 39-41.
- [9] 曹尚贵, 李建才, 胡啸, 等. 基于 CAN 通讯的电动尾门控制系统 [J]. 中国高新区, 2017 (11): 18-19.
- [10] 晏江华, 刘全周, 高帅, 等. 汽车电动尾门硬件在环测试技术研究 [J]. 国外电子测量技术, 2020, 39 (6): 81-85.
- [11] 刘文灿, 周县锋, 张尊华, 等. 电动尾门防夹控制系统研究与开发 [J]. 机电工程技术, 2021, 50 (7): 33-37.
- [12] 全国汽车标准化技术委员会. 汽车门锁和车门保持件: QC/T 323—2007 [S]. 北京: 中国计划出版社, 2007.