

汽车电动遮阳帘结构分析及系统阻力研究

唐荣华 王占 黄旸 王林 王琛

(广州汽车集团股份有限公司汽车工程研究院, 广州 511434)

【摘要】针对汽车电动遮阳帘的开口尺寸对运行性能的影响难以确定的问题,对电动遮阳帘的结构及展开与收卷过程中的基本运动部件进行详细受力分析,得到了遮阳帘在运动过程中的受力状态与遮阳帘位置的关系,从而建立遮阳帘的系统阻力与其开口尺寸的数学表达式。对比遮阳帘设计方案的计算数据与实物样件的测量数据,结果表明:模型方案的计算结果与实物样件的实测结果趋势基本一致,验证了遮阳帘系统阻力数学模型的有效性。

关键词:汽车电动遮阳帘 结构分析 系统阻力 数学模型

中图分类号:U463.91

文献标志码:A

DOI: 10.20104/j.cnki.1674-6546.20230209

Structural Analysis and Systematic Resistance Research of Automobile Electric Sunshade

Tang Ronghua, Wang Zhan, Huang Yang, Wang Lin, Wang Chen

(GAC Automotive Research & Development Center, Guangzhou 511434)

【Abstract】For the problem that it is difficult to determine the influence of the opening size of automobile electric sunshade on the operating performance, this paper, by analyzing the structure of the electric sunshade and the basic motion parts in detail in the process of unrolling and winding of the sunshade, obtained the relationship between the stress state and the position of the sunshade in the motion process, thus established a mathematical expression of the system resistance and its opening size of the sunshade. The calculation data of the design sunshade is compared with the measurement data of the real sample, which show that, the calculated data of the sunshade model is basically consistent with the measured data of the real sample, verifying the effectiveness of the mathematical model of the sunshade system resistance.

Key words: Automobile electric sunshade, Structural analysis, Systemic resistance, Mathematical model

【引用格式】唐荣华,王占,黄旸,等.汽车电动遮阳帘结构分析及系统阻力研究[J].汽车工程师,2023(10):42-48.

TANG R H, WANG Z, HUANG Y, et al. Structural Analysis and Systematic Resistance Research of Automobile Electric Sunshade[J]. Automotive Engineer, 2023(10): 42-48.

1 前言

天窗是车身系统中最大的机电一体化总成件之一。固定式全景天窗具有大尺寸、广视野、低成本、高可靠性以及可提供舒适的头部空间等优点,近年来应用广泛,与可开启式全景天窗相同,为解决车内遮光与隔热问题,需同时搭载遮阳帘^[1-2],随着车顶视野的不断增大,遮阳帘的开口尺寸也不断增大,并成为新的独立总成件,其布置形式、结构方案越来越丰富,技术难度也越来越高。

目前,国内对汽车电动天窗的机构运动、防夹与控制方面的研究较多^[3-5],蒋菲等^[6]介绍了遮阳帘的硬挺整理工艺,提供了满足使用要求的帘布参数,李海帆等^[7]提出了遮阳帘的同步驱动技术,新的结构使遮阳帘的张力更稳定。但是,汽车电动遮阳帘方面的独立研究很少,尤其缺乏对遮阳帘的系统研究。

本文对汽车电动遮阳帘进行结构分析,建立电动遮阳帘的基本模型,对遮阳帘展开与收卷过程中的运动部件进行详细受力分析,得到遮阳帘在运动

过程中的受力状态与遮阳帘位置的关系,从而建立遮阳帘的系统阻力与其开口尺寸的数学表达式,识别影响各部件受力的潜在因素。

2 遮阳帘结构及其工作原理

2.1 遮阳帘的基本结构

遮阳帘的结构类型多样,但均采用口字型框架结构,主要由支撑框架、遮阳系统、驱动系统及控制系统组成。其中,支撑框架包括前梁、后梁、左/右导轨、软轴回管、软轴与滑块,遮阳系统包括卷轴、帘布、边条与拉杆,驱动系统与控制系统集成在电机总成上,如图1所示。

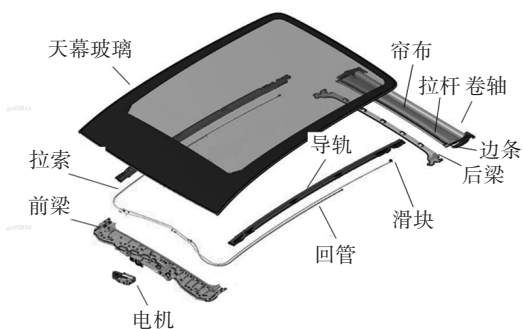


图1 汽车电动遮阳帘结构爆炸图

2.2 遮阳帘的工作原理

汽车电动遮阳帘总成典型结构如图2所示,边条与帘布Y向连接,一端连接滑块,一端连接卷轴,整体嵌入两侧导轨的边条槽内,帘布受Y向张力达到绷紧状态,如图3所示。在X方向,帘布一端连接拉杆,一端连接卷轴,在卷轴卷收力作用下,帘布X向受力达到绷紧状态,如图4所示。帘布周围均受张力而均匀展开在支撑框架内,关闭状态时,拉杆处于 m 位置,对应软轴区间为 $a-b-c-d-e-m$,打开状态时,拉杆处于 n 位置,对应软轴区间为 $g-d-e-n$ 。

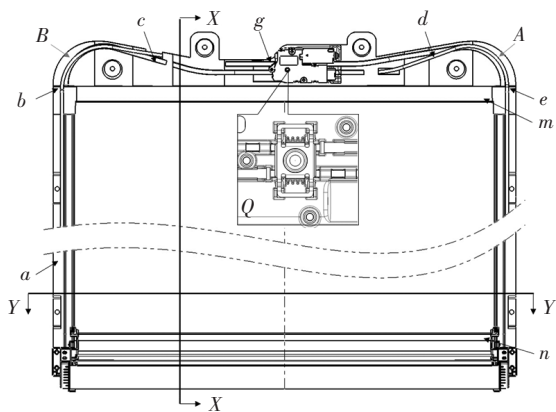


图2 遮阳帘总成结构原理



图3 遮阳帘Y向张紧示意

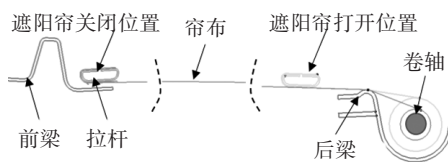


图4 遮阳帘X向张紧示意

电机在 Q 处通过齿轮与软轴啮合,在控制系统的指令下运转,带动软轴在滑槽内线性移动,从而通过控制电机的转动来实现遮阳帘的开闭运动。根据遮阳帘的运行过程分析,汽车电动遮阳帘基本结构件及其约束类型如表1所示。

表1 汽车电动遮阳帘基本结构件及其约束类型

电动遮阳帘		运动零件					
		软轴总成		帘布总成			
		软轴	滑块	卷轴	帘布	边条	拉杆
固定零件	驱动电机	啮合		联动			
	横梁	前横梁		止挡			
		后横梁	滑动	止挡	滑动	滑动	滑动
	导轨	左导轨	滑动	滑动		滑动	滑动
		右导轨	滑动	滑动		滑动	滑动
	回管	滑动					

3 遮阳帘运行部件受力分析

本文研究的电动遮阳帘结构见图2,相关参数如下:Y向开口为830 mm,X向行程为1 200 mm,帘布面密度为 280 g/m^2 ,最大出布角为 30° ,软轴转角曲率半径约为90 mm,转角圆弧处包角为 90° ,软轴长为1 880 mm,直径为4.7 mm,线密度为80 g/m,边条支撑角度 $\alpha = \arctan 0.5$,边条与帘布厚度相等且均为0.6 mm,摩擦因数统一取为0.2,卷轴杆外径为20 mm,卷轴弹簧实测刚度为 $0.06 \text{ N}\cdot\text{mm}/(\text{^\circ})$,帘布初拉力为 $(15\pm 5) \text{ N}$ 。基于以上参数与电动遮阳帘三维数据,并结合表1,对遮阳帘5个基本运动子件进行受力分析。

3.1 软轴受力分析

软轴是遮阳帘运动过程中的关键传动部件,受到多个复合力的作用。以单侧软轴为例,遮阳帘在运行过程中软轴受力可分解成滑槽摩擦力 f_m 、转角A处的软轴挤压带来的阻力 f_A 与转角B处的软轴自由端变形带来的阻力 f_B 。

软轴在导轨、导槽及回管内的运动方式等同于

线缆在管道内的运行模型^[8],如图5所示,其中 V 为软轴的运动方向,得到软轴直线段平衡方程为:

$$F + \mu_1 dN + \rho ds \sin \theta = F + dF \quad (1)$$

$$dN = \rho ds \cos \theta \quad (2)$$

式中, θ 为导轨与水平面夹角; μ_1 为软轴与导轨的滑动摩擦因数; ρ 为软轴的线密度; F 为单位长度软轴所受初始张力; dN 为单位长度软轴所受支撑力; ds 为单位软轴的长度; dF 为单位长度软轴的驱动力。

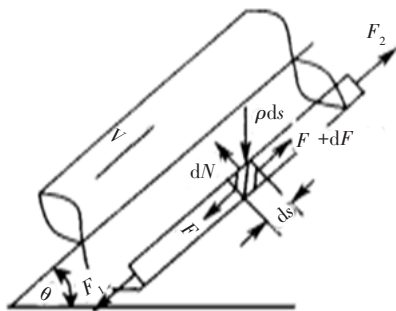


图5 软轴在直线段的运动受力简图

合并式(1)与式(2)求积可得:

$$F_2 - F_1 = \rho(\mu_1 \cos \theta + \sin \theta) S \quad (3)$$

式中, F_2 为软轴驱动端受力; F_1 为软轴从动端受力; S 为软轴驱动端到从动端的长度。

由式(3)可知,软轴在滑槽内的移动与运动方向无关,与软轴长度线性相关。根据样件尺寸,求得软轴在滑槽内的摩擦力为:

$$f_m = \rho(\mu_1 \cos \theta + \sin \theta) S \quad (4)$$

经计算, $f_m = 0.3 \text{ N}$ 。

软轴在转角A处的运动受力如图6所示,忽略圆弧处软轴的质量,得到软轴全包角处的平衡方程为:

$$(F + dF) \cos \frac{d\alpha_A}{2} - F \cos \frac{d\alpha_A}{2} - \mu_2 dN = 0 \quad (5)$$

$$dN - (F + dF) \sin \frac{d\alpha_A}{2} - F \sin \frac{d\alpha_A}{2} = 0 \quad (6)$$

式中, α_1 为圆弧包角; μ_2 为软轴与软轴槽的滑动摩擦因数。

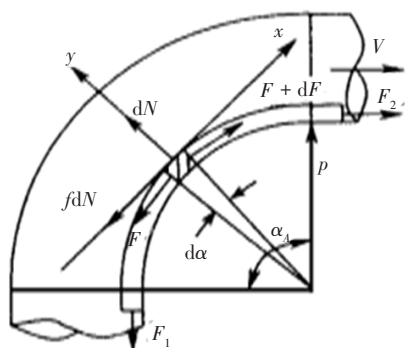


图6 软轴在转角A处的运动受力简图

由式(5)和式(6)可得:

$$F_2 = F_1 e^{\mu_2 \alpha_1} \quad (7)$$

由式(7)可知,软轴在转角A处所受阻力与软轴转弯半径无关,与所经过弯道的包角和软轴摩擦因数相关。根据样件结构及其尺寸参数, Q 处软轴的啮合力 F_Q 等于遮阳帘系统阻力,可得软轴在转角A处的拉拽力 f_{AL} 与推送阻力 f_{AT} 分别为:

$$f_{AL} = F_2(1 - e^{-\mu_2 \alpha_1}) \quad (8)$$

$$f_{AT} = F_1(e^{\mu_2 \alpha_1} - 1) \quad (9)$$

经计算, $f_{AL} = 0.27F_Q$, $f_{AT} = 0.37F_Q$ 。

软轴在转角B处的运动受力简图如图7所示,等效一端固定的圆柱悬臂梁末端受力产生变形的过程^[4]。圆弧包角 α_B 为变量,设圆弧中心半径为 q ,软轴末端受管壁正压力为 F_B ,软轴的圆柱形截面惯性矩 $I = \pi d^4/64$,软轴弹性模量 $E_z = 16.3 \text{ GPa}$,软轴末端导向头长度为 10 mm ,末端悬臂长度为 $L = q \cdot \sin \alpha_B + 10$,软轴末端变形量为 $\omega = -q(1 - \cos \alpha_B)$,且不计圆弧处软轴的质量,得到软轴末端的挠度方程为:

$$\omega = -\frac{F_B L^3}{3E_z I} \quad (10)$$

$$F_B = \frac{3E_z I q}{4} \times \frac{\sin^2\left(\frac{\alpha_B}{2}\right)}{\left(q \sin \frac{\alpha_B}{2} \cos \frac{\alpha_B}{2} + 5\right)^3} \quad (11)$$

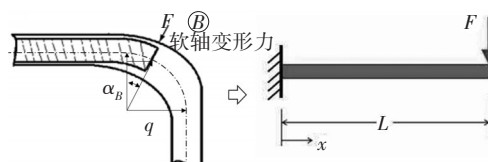


图7 软轴在转角B处的运动受力简图

由式(11)可知,软轴末端在圆弧内的受力的影响因素较多且关系较为复杂,与软轴运动方向无关,受转弯半径和弯道包角影响较大。根据样件结构及其尺寸参数,求得软轴转角B处的阻力 f_B 为:

$$f_B = \mu_2 F_B \quad (12)$$

3.2 滑块受力分析

滑块是遮阳帘运动过程中的关键连接部件,分别装配连接遮阳帘拉杆和遮阳帘边条,并通过一体注塑与软轴连接,在导轨内滑动,如图8所示。

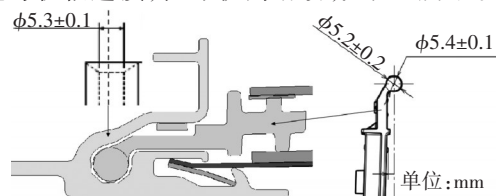


图8 滑块在导轨上的装配简图

为避免滑块在运行过程中产生振动异响,且考虑到生产装配工艺,滑块与导轨为局部过盈配合,通常其直线运行阻力 $f_h=(5\pm 2) \text{ N}$ 。

3.3 帘布受力分析

帘布是遮阳帘总成中的主要部件,帘布展开遮阳时分别受到 Y 向张紧力 T_y 与 X 向张紧力 T_x 。以下出布为例,没卷轴杆外径 $d_0=20 \text{ mm}$,单层帘布厚度 $t=1.2 \text{ mm}$,帘布 X 向受力如图9所示,帘布收卷圈数 n 、卷轴展开转角 φ_n 与帘布展开行程 S_n 的几何表达式分别为:

$$n = \frac{d_n - d_1}{2t} \quad (13)$$

$$\varphi_n = \frac{360(d_n - d_1)}{2t} \quad (14)$$

$$S_n = \frac{\pi(d_n + d_1)}{2} \times \frac{(d_n - d_1)}{2t} \quad (15)$$

式中, d_1 为预卷2圈后外径; d_n 为卷绕 n 圈时外径。

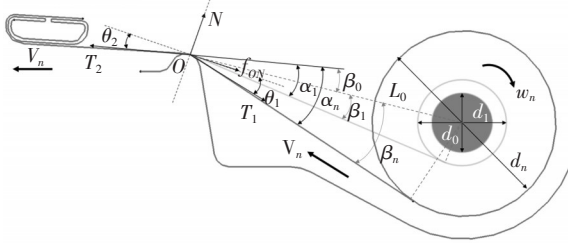


图9 帘布在 X 向的受力示意

卷轴帘布出布角 $\alpha_n = \beta_0 + \beta_n$,其中 β_0 与卷轴布置相关,角度表达式为:

$$\sin \beta_n = \frac{d_1 + 2nt}{2L_0} \quad (16)$$

$$\alpha_n = \beta_0 + \arcsin \frac{d_1 + 2nt}{2L_0} \quad (17)$$

式中, β_0 为卷轴布置角,取值为 19° ; β_n 为收卷 n 圈后的帘布切角; L_0 为帘布出布点到卷轴中心的距离,取值为 95 mm 。

帘布运行时,切点 O 动态变化,以 O 点为原点建立直角坐标系,忽略帘布变形,得到帘布向运动方受力平衡方程为:

$$f_{ON} + T_1 \cos \theta_1 - T_2 \cos \theta_2 = 0 \quad (18)$$

$$T_1 \sin \theta_1 + T_2 \sin \theta_2 = T_{ON} \quad (19)$$

$$f_{ON} = \mu_3 T_{ON} \quad (20)$$

$$\theta_1 = \theta_2 \quad (21)$$

式中, T_1 为帘布出布张力; T_2 为帘布展开时的 X 向张力; θ_1 为坐标系下出布张力夹角; θ_2 为坐标系下 X 向张力夹角; f_{ON} 为帘布受到导布横梁的摩擦力; μ_3 为帘布与导布横梁的摩擦因数; T_{ON} 为帘布受到导布横梁

的正压力。

由式(18)~式(21)可得:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 + \mu_3 \tan \frac{\alpha_n}{2}}{1 - \mu_3 \tan \frac{\alpha_n}{2}} \quad (22)$$

忽略出布角变化的影响,经计算, $T_2 = 1.11 T_1$ 。

由于帘布介于两侧边条之间,取导轨在 X 向的剖面,帘布的 Y 向张紧等效悬链曲线模型^[9],受力模型如图10所示。其中, M 、 N 分别为边条两侧固定点, O_y 为帘布的最低点, P 为圆弧 MN 上的任意一点, λ 为 Y 向帘布单位长度的质量, l 为帘布弧 $O_y P$ 的长度。以 O_y 为原点建立直角坐标系,静止状态的平衡方程为:

$$T_p \sin \theta_p = \lambda gl \quad (23)$$

$$T_p \cos \theta_p = T_o \quad (24)$$

$$\tan \theta_p = \frac{\lambda gl}{T_o} \quad (25)$$

式中, T_p 为 P 处帘布张力; θ_p 为 P 处帘布张力的水平切角; T_o 为最低点 O_y 处水平张力。

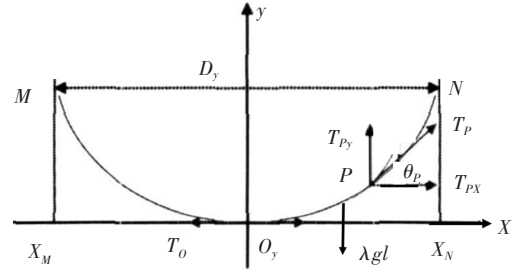


图10 悬链线静止状态时的受力情况

由于遮阳帘两侧导轨水平布置,帘布最低点 O_y 距左侧边条固定点 M 的竖直高度 y_M 与帘布最低点 O_y 距右侧边条固定点 N 的竖直高度 y_N 相等且为该截面上帘布的最大下垂量,由式(23)~式(25)可得:

$$L = \frac{D_y^2}{4y_N} \sinh \frac{4y_N}{D_y} \quad (26)$$

$$\theta_N = \arctan \frac{4Ly_N}{D_y^2} \quad (27)$$

$$T_N = \frac{\lambda g D_y^2}{8y_N} \cosh \frac{y_N}{D_y} \quad (28)$$

式中, L 为帘布圆弧 MN 的长度; D_y 为边条固定点 M 与 N 的水平距离; θ_N 为 N 处帘布张力的水平切角; T_N 为 N 处帘布张力。

由式(28)可知,帘布 Y 向张力受导轨跨距、帘布面密度以及帘布下垂量影响。为保证帘布运行平稳且运行过程中帘布整体处于张紧状态,不能忽略

帘布弹性变形,一般通过调整帘布宽幅尺寸 Δl 来调整 Y 向的预紧力。根据样件结构及其尺寸参数,等效下垂量 $y_N=18\text{ mm}$,帘布横向弹性系数为 0.05 N/mm ,得到帘布 Y 向张力 T_Y 为:

$$T_Y = (T_N + 0.05)S \quad (29)$$

3.4 边条受力分析

遮阳帘边条在导轨处主要受到垂直运动方向的正压力与平行运动方向的摩擦力,如图11所示。其中, N_B 为作用在边条上的正压力, T_B 为帘布对边条的拉力, θ_B 为帘布跨点处角度, α_B 为边条支撑角度, F_Z 为导轨对边条的正压力, N_Z 为导轨对帘布的正压力。

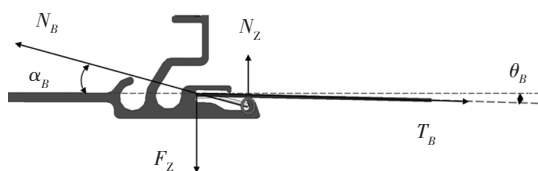


图11 遮阳帘边条在导轨处的受力简图
得到遮阳帘边条 Y 方向平衡方程为:

$$N_B \cos \alpha_B = T_B \cos \theta_B \quad (30)$$

$$F_Z = N_B \sin \alpha_B \quad (31)$$

$$N_Z = T_B \sin \theta_B \quad (32)$$

由式(30)~式(32)可得单侧边条在导轨上的阻力 f_B :

$$f_B = \int_0^S \mu_B (N_B + N_Z + F_Z) dx \quad (33)$$

式中, μ_B 为边条与导轨的摩擦因数; dx 为帘布运行距离; S 为帘布运行行程。

边条在后梁上的受力主要作用在导向块位置,如图12所示。导向块位置与帘布出布点在 Y 向基本处于同一位置,由于 X 向受力主要作用在边条上,摩擦因数一致时,帘布与边条在后梁处的摩擦阻力 f_{HL} 等效于帘布在导布横梁处受到的摩擦力 f_{ON} 与边条在导轨上的阻力 f_B 之和,由式(19)~式(21)可得:

$$f_{HL} = f_B + \frac{2\mu_3 T_1 \sin \frac{\alpha_n}{2}}{1 - \mu_3 \tan \frac{\alpha_n}{2}} \quad (34)$$

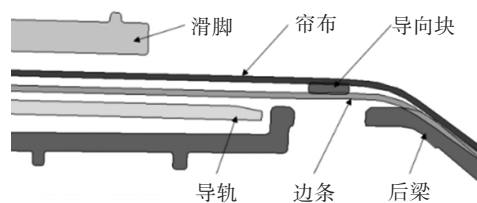


图12 遮阳帘边条在后梁导向块处的受力简图

根据样件结构及其尺寸参数,忽略出布角变化的影响,得到边条在两侧导轨上的总阻力 $f_{BZ} = 2f_B$ 。经计算, $f_{BZ} = 65.56S^2 \times 10^{-7}$, $f_{HL} = 0.074n$ 。

3.5 卷轴扭矩模型

遮阳帘回退时,帘布主要通过卷轴扭转力回收,其结构如图13所示,其关键部件为回收弹簧,为螺旋扭转弹簧,受力如图14所示。

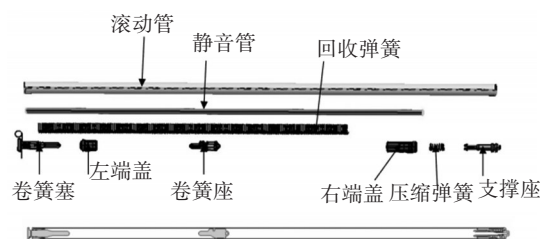


图13 遮阳帘卷轴结构爆炸图

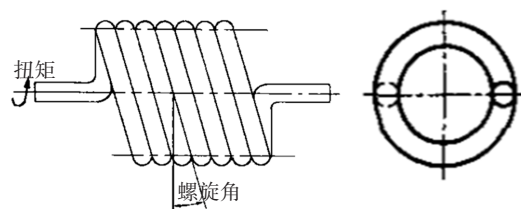


图14 卷轴内扭转弹簧受力

扭转弹簧按受弯矩的曲梁计算^[10-11],其扭转角 φ 以及弹簧的扭转刚度 k 的数学表达式分别为:

$$\varphi = \frac{3667Mn_1D}{Ed^4} \quad (35)$$

$$k = \frac{Ed^4}{3667n_1D} \quad (36)$$

式中, d 为簧丝直径; M 为扭转弹簧弯矩; D 为扭转弹簧中径; n_1 为扭转弹簧有效圈数; E 为簧丝弹性模量。

由式(13)、式(14)得:

$$T_1 = \frac{F_0 d_2 + 720kn}{d_n - 2nt} \quad (37)$$

式中, F_0 为卷轴初始拉力。

由式(37)可知,卷轴扭矩受簧丝直径、簧丝中径、有效卷绕圈数及扭转角度影响。对于受动负荷弹簧,应进行疲劳强度校核^[12],以满足遮阳帘 $1.0 \times 10^4 \sim 1.5 \times 10^4$ 次的操作耐久要求。根据样件结构与尺寸及卷轴弹簧扭转刚度,求得卷轴转动时对横梁的摩擦阻力为:

$$f_z = \mu_z T_1 \quad (38)$$

4 遮阳帘系统阻力分析

根据本文提出的遮阳帘结构,以车前方向为正

方向,啮合点 Q 处为系统阻力基准点,遮阳帘打开状态为运行起始点,以软轴末端为运动行程参照,设 R 为与运行方向无关的各分阻力总和,得到遮阳帘打开与关闭时的系统阻力表达式分别为:

$$R = 2f_m + 2f_h + 2f_B + f_{HL} + f_Z \quad (39)$$

$$f_{\text{off}} = \begin{cases} R + 2f_{AL} + T_X & (g \rightarrow c) \\ R + 2f_{AL} + T_X + 2f_B & (c \rightarrow b) \\ R + 2f_{AL} + T_X + 2f_{AT} & (b \rightarrow a) \end{cases} \quad (40)$$

$$f_{\text{open}} = \begin{cases} R + 2f_{AT} - T_1 + 2f_{AL} & (a \rightarrow b) \\ R + 2f_{AT} - T_1 + 2f_B & (b \rightarrow c) \\ R + 2f_{AT} - T_1 & (c \rightarrow g) \end{cases} \quad (41)$$

式中, f_{off} 为遮阳帘关闭时的系统阻力; f_{open} 为遮阳帘打开时的系统阻力。

根据式(40)和式(41),分别对 a 、 b 、 B 、 c 、 g 位置进行采点计算,实测 a 与 b 的距离为600 mm, B 与 b 、 B 与 c 的距离相等,为100 mm, c 与 g 的距离为400 mm,同时对样件相应位置进行阻力实测,得到遮阳帘系统运行阻力曲线,如图15所示,实测系统阻力与计算结果在变化趋势上有很好的—致性。

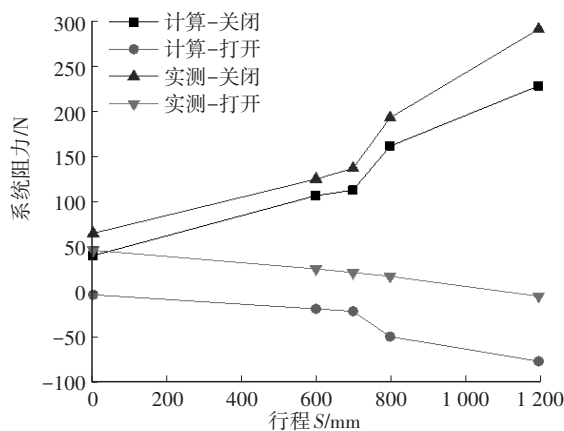


图15 遮阳帘系统运行阻力曲线

5 结束语

本文对汽车电动遮阳帘的运行过程及其受力状态进行了系统分析,并建立了遮阳帘的系统阻力与其开口行程的数学表达式,结果表明:遮阳帘系统阻力受力状态复杂,影响因素繁多,主要为遮阳帘开口尺寸、软轴曲率半径、转角数量与圆弧包角、帘布面密度、伸缩率及帘布下垂量、摩擦因数、卷轴初拉力/末拉力等,其中卷轴内弹簧卷收力影响最大,各运动部件之间的匹配关系及帘布属性影响最敏感,即遮阳帘系统阻力主要由卷收方式及卷收力决定,遮阳帘系统阻力的稳定性主要由运动部件几

何关系决定。

参 考 文 献

- [1] 周瑛瑛. 固定式全景天窗结构设计[J]. 汽车与配件, 2017(14): 83-85.
ZHOU Y Y. Structure Design of Fixed Panoramic Skylight [J]. Automobile & Parts, 2017(14): 83-85.
- [2] 计留弟. PGD固定式大玻璃全景天窗设计开发[J]. 时代汽车, 2020(16): 107-109.
JI L D. Design and Development of the PGD Fixed Large Glass Panoramic Sunroof[J]. Auto Time, 2020(16): 107-109.
- [3] 许小侠. 基于现代设计方法的轿车天窗开发研究[D]. 长春: 吉林大学, 2009.
XU X X. The Automobile Sunroof Development and Research Based on Modern Design Technique[D]. Changchun: Jilin University, 2009.
- [4] 许小侠, 赵静斌, 韩英淳. 基于虚拟样机的轿车天窗运动机构的设计[J]. 机械工程学报, 2008(9): 225-229+235.
XU X X, ZHAO J B, HAN Y C. Automotive Sunroof Motion Mechanism Design Based on Virtual Prototype[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008(9): 225-229+235.
- [5] 周爱国, 杨言舟, 陆敏恂, 等. 基于虚拟样机的汽车天窗水平运动仿真[J]. 计算机仿真, 2011, 28(12): 348-352.
ZHOU A G, YANG Y Z, LU M X, et al. Simulation of Car Sun-roof's Horizontal Movement Based on ADAMS[J]. Computer Simulation, 2011, 28(12): 348-352.
- [6] 蒋菲, 吴志勇. 顶饰类全景天窗遮阳帘的硬挺整理工艺[J]. 上海纺织科技, 2021, 49(6): 43-44.
JIANG F, WU Z Y. Stiff Finishing of Sunshade Fabrics[J]. Shanghai Textile Science & Technology, 2021, 49(6): 43-44.
- [7] 李海帆, 衣世涛, 于喜海. 电动天窗遮阳帘的同步驱动技术[J]. 汽车零部件, 2017(2): 52-54.
LI H F, YI S T, YU X H. Synchronous Driving Technology for Electric Sunshade Curtain[J]. Automobile Parts, 2017(2): 52-54.
- [8] 姜生元, 陈明, 邓宗全, 等. 管内拖缆作业机器人拖线力计算方法研究[J]. 管道技术与设备, 1999(5): 39-41.
JIANG S Y, CHEN M, DENG Z Q, et al. Research on Calculation Method of Line Drag Force of Towing Robot in Pipe Cable Operation[J]. Pipeline Technology and Equipment, 1999(5): 39-41.
- [9] 姜广智. 悬链线方程在高压架空输电线路中的应用[J]. 科学技术与工程, 2008(8): 1960-1964.
JIANG G Z. Application of Catenary's Curve Equation in High - Voltage Overhead Transmission Lines[J]. Science Technology and Engineering, 2008(8): 1960-1964.

- [10] 刘春美, 孟立凡, 郑宾. 用双向扭转圆柱组合螺旋弹簧实现扭矩测试[J]. 山西机械, 2003(2): 11-12.
LIU C M, MENG L F, ZHENG B. Experiment on Cylindrical Helical Spring In Double Direction Dealizing the Test of Torsion[J]. Shanxi Machinery, 2003(2): 11-12.
- [11] 中国机械工业联合会. 圆柱螺旋弹簧设计计算: GB/T 23935—2009[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
China Machinery Industry Federation. Design of Cylindrical Helical Springs: GB/T 23935—2009[S]. Beijing: Standards Press of China, 2009.
- [12] 李辉, 许良, 杨超, 等. 汽车天窗电机设计参数对齿槽转矩影响及优化[J]. 电机与控制学报, 2012, 16(1): 18-22+30.
LI H, XU G, YANG C, et al. Influences of Design Parameters on Cogging Torque and Optimization of Low Noise Sunroof Motor[J]. Electric Machines and Control, 2012, 16(1): 18-22+30.

(责任编辑 弦歌)

修改稿收到日期为2023年5月22日。

《汽车工程师》征稿启事

《汽车工程师》于1974年创刊,是由中国第一汽车集团有限公司主管、中国第一汽车股份有限公司主办的国内外公开发行的汽车应用技术类学术期刊,国家新闻出版广电总局第一批认定的学术期刊。

《汽车工程师》以报道汽车产品开发领域的成果为主,专注于技术开发与应用,提供汽车设计创新解决方案。《汽车工程师》将把握电动化、智能化、网联化、共享化的汽车技术主流发展趋势,努力在电池技术、电驱技术、电控技术、高压技术、补能技术、燃料电池技术、智慧控制、智能驾驶、智享座舱、智能悬架、线控转向、线控制动、NVH、功能安全、预期功能安全、信息安全、数据安全、被动安全、高效动力、高效传动、低风阻、低滚阻、轻量化领域吸收优质稿源,为我国汽车工程技术创新能力提升贡献力量。

热忱欢迎汽车行业的专家学者不吝赐稿,反映国家重点扶持项目、自然科学基金项目和其他重点项目等研究成果的稿件将优先发表,我们期待与您共同践行“把论文写在祖国大地上”的指示精神,为强大中国汽车工业作贡献!

本刊使用协同采编系统处理稿件,请登陆期刊网站注册后投稿,投稿要求见本刊网站中“下载中心”栏目的“作者指南”,网址:<http://tjqc.cbpt.cnki.net>。

《汽车工程师》编辑部