

高速来流下汽车侧窗导槽密封失效条件

贺银芝^{1,2,3}, 李晗琦^{1,2,3}, 卢春阳^{1,2,3}, 万荣欣^{1,2,3}, 俞悟周^{3,4}, 姜在秀^{3,4}

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 同济大学 上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804;
3. 上海市地面交通工具空气动力与热环境模拟重点实验室, 上海 201804; 4. 同济大学 物理科学与工程学院, 上海 201804)

摘要: 汽车高速行驶时,侧窗附近车内外压差较大且压力脉动剧烈,因此侧窗易发生密封不良现象而产生泄漏噪声,严重影响车内声环境品质。本文将前侧窗导槽密封条作为研究对象,采用稳态压力渗透法和瞬态动力学方法,分析高速来流下引起密封失效的条件,得出以下结论:采用稳态压力渗透法分析显示,导槽密封失效的临界泄漏静压差处于 10^4 Pa数量级,影响泄漏静压差临界值的主要因素包括密封条形状、玻璃位置、材料参数以及密封条固定方式等;采用瞬态动力学分析显示,当侧窗玻璃向内偏移0.2 mm,密封条外唇边在 10^3 Pa数量级的车内外时变压差作用下即会失效。研究结果对于改进密封条前期设计,预防泄漏噪声的产生具有一定参考价值。

关键词: 侧窗导槽密封条;泄漏噪声;稳态压力渗透法;瞬态动力学分析

中图分类号: U462.1

文献标志码: A

Condition of Sealing Failure of a Car Side Window Glassrun Seal System under Wind Excitation

HE Yinzhi^{1,2,3}, LI Hanqi^{1,2,3}, LU Chunyang^{1,2,3}, WAN Rongxin^{1,2,3}, YU Wuzhou^{3,4}, JIANG Zaixiu^{3,4}

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China; 3. Shanghai Key Lab of Vehicle Aerodynamics and Vehicle Thermal Management Systems, Shanghai 201804, China; 4. School of Physics Science and Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: When a car is driven at high speed, there exists large pressure difference with strong pressure fluctuation between the car exterior and interior near the side window area, so the side window sealing system is likely to lose contact and thus generates leak noise, which can influence the interior sound quality seriously. The glassrun seal of the front side window was taken as the

research object, with steady pressure penetration method and transient dynamic analysis, the condition of sealing failure occurrence was discussed. The main conclusions are as follows: with steady pressure penetration method, the critical static pressure difference is in the order of 10^4 Pa. The influence factors of the critical pressure difference include glassrun shape, glass positioning, the rubber material parameters and the fixing manner etc. While with the transient dynamic analysis, as the window glass was offset with 0.2mm inward, the outer lip lost contact under the transient pressure difference in the order of 10^3 Pa. The findings provide a meaningful reference for prevention of leak noise generation through improvement of sealing system design.

Keywords: side window glassrun seal; leak noise; steady pressure penetration method; transient dynamic analysis

汽车高速行驶时,风噪成为车内噪声的主要来源,而车内乘员感受到的风噪主要来自外形噪声和泄漏噪声^[1]。外形噪声是指气流和车体表面造型几何相互作用产生的气动噪声,可以通过车身结构传入车内。泄漏噪声^[1-2]是由车身密封性能不良所引起的,其中最典型的就是由于车内外压差引起密封失效而产生的气吸噪声^[3-5]。自从1992年以来,就有学者针对密封引起的泄漏噪声和外形噪声的频率特性和它们对总噪声的贡献展开了研究^[6-9],指出泄漏噪声对车内声品质影响相对更大。因此,保证车身密封性良好,预防泄漏噪声产生对于提高车内声品质,提升乘坐舒适性具有重要意义。

侧窗密封系统主要包括导槽密封条(glassrun seal)和内外水切密封条(weatherstrip seal)。由于导槽密封条附近的车内外压差更大,且压力脉动更剧

收稿日期: 2023-12-10

基金项目: 国家重点研发计划(2022YFE0208000);国家自然科学基金(51575394);中央高校基本科研业务费专项资金

第一作者: 贺银芝(1972—),女,副教授,博士生导师,工学博士,主要研究方向为气动声学、车辆噪声与振动控制。

E-mail: heyinzhizhi@tongji.edu.cn

烈,所以更易发生密封不良并形成泄漏路径,其对车内噪声的贡献明显,因此本文将导槽密封条作为研究泄漏噪声的对象。

以某款轿车的侧窗导槽密封条为研究对象,应用非线性有限元方法,考虑导槽密封条的橡胶材料属性、密封结构截面几何及边界条件,首先对其进行二维变形仿真及受力分析,然后探索其在外部定常和非定常压力激励条件下,结构几何变形及不同条件下密封失效从而产生声泄漏的条件。研究结果对于密封条的前期设计及预防泄漏噪声产生具有一定参考价值。

1 导槽密封条及橡胶材料特性

通常导槽密封条由3条不同截面形状的密封条通过接角结构连接而成,如图1的某款经济紧凑型轿车导槽密封条截面示意图所示。由图可见,A、B和C这3个截面的几何形状和安装状态都有所不同,其中阴影部分为接角结构。

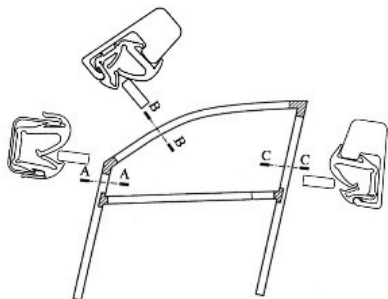


图1 某款经济型轿车的导槽密封条截面示意图

Fig.1 Cross-section of the glassrun seal of an economy sedan

目前,车身密封系统材料普遍采用为三元乙丙橡胶(EPDM),而EPDM可分为密实胶和海绵胶两大类。本文所研究的密封条由EPDM密实胶挤出成型。对于橡胶材料进行不同类型的分析时,需要考虑其不同的材料特性。当所需的分析类型不受时间和载荷频率影响时,即简化为准静态分析时,只需要考虑橡胶的静态特性。反之,则需考虑和时间相关的橡胶材料特性^[10]。

在准静态分析中,主要考虑橡胶材料的超弹性。橡胶材料作为一种典型的超弹性材料,它的应力与应变之间存在一一对应关系,根据材料的应变能函数可以求得应力。常用的应变能函数的本构模型有Mooney-Rivlin^[11]模型以及Ogden^[12]模型,其中

Mooney-Rivlin模型用3个方向的不变应力张量作为变量来表示应变能密度函数 W ,其函数的表达式为:

$$W = C_1(I_1 - 3) + C_2(I_2 - 3) \quad (1)$$

式中: C_1 和 C_2 是与温度相关的常数,需要通过试验来确定; I_1 和 I_2 分别是Cauchy-Green变形张量的第一不变量和第二不变量。Mooney-Rivlin模型结构简单,得到较为广泛的应用,本文采用该模型描述材料的超弹性。

在动力学分析中,需要考虑橡胶的时间、温度和能量损耗等相关黏弹性特征,主要包括:蠕变、应力松弛、载荷速率效应、频率相关性以及温度依赖性^[13]。橡胶的黏弹性在本质上是非线性的,会对橡胶的强度和寿命造成影响;橡胶的蠕变和应力松弛是对应的,是典型的和时间相关的特性。本文只考虑橡胶的蠕变和松弛特性,而忽略外部加载速度、频率以及温度等影响。本文采用由广义Maxwell模型得到的Prony级数方程来描述橡胶材料中应力和应变随时间变化情况。

2 导槽密封条变形仿真与受力分析

当侧窗玻璃插入导槽密封条后,密封条会产生变形并形成内应力。基于长度方向上各截面形变结果一致的假设,将变形问题简化为二维,应用非线性有限元方法,对不同截面处的变形仿真均基于二维平面展开。

由于导槽密封条的左侧(后视镜附近)和上侧区域的车内外压差相对较大,且这两个位置的密封条截面几何形状和边界条件均有所区别,所以需要两个截面分别进行变形仿真和受力分析。

通过阿基米德测量密度实验,得出本文研究的导槽密封条密度大约在 $1\,300\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ 。选用两参数Mooney-Rivlin本构模型描述材料的超弹性,其中本文中基准材料定义为 M_1 ,此外 M_2 和 M_3 的材料参数见表1^[13]。

表1 硬度70 HS时的3种材料参数

Tab. 1 Parameters of three materials with a hardness of 70 HS

材料	C_2/C_1	C_1/MPa	C_2/MPa
M_1	0.50	0.615 7	0.307 9
M_2	0.25	0.738 9	0.184 7
M_3	0.05	0.879 6	0.044 0

完成密度和超弹性的定义后,需要定义材料的黏弹性(viscoelastic)参数。可以根据给出的时间上

的松弛实验数据拟合出 Prony 级数方程,从而用该方程来表示材料的黏弹性特性。

本文在变形仿真阶段设置了两个分析步:第1步是玻璃插入密封条的准静态变形仿真,通过不断尝试,将该分析步的时间设置为 200 s;第二步是黏弹性松弛和蠕变的分析步,该分析步的时间和材料松弛实验数据相一致,时间设置为 50 s。

本文的密封条网格类型选取平面应力四边形网格 CPS4R。经网格无关性检验后,确定左侧密封条网格数量 4 884 个,上侧密封条网格数量 4 837 个。

2.1 左侧截面变形仿真

经过玻璃插入的变形仿真以及黏弹性分析之后,左侧截面的应力分布如图 2 所示。由图可见应力最大的位置处于内唇边拐角内侧,为 0.31 MPa;此时外唇边和玻璃之间接触压力最大值高达 3.70 MPa,而内唇边接触压力最大值为 3.30 MPa。

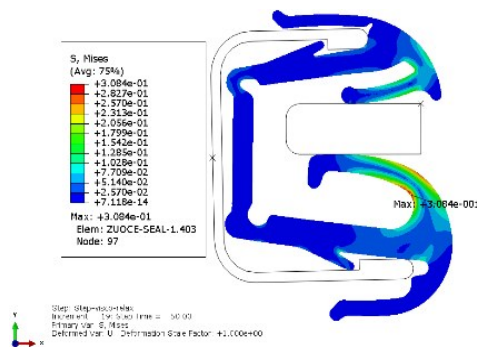


图2 左侧截面应力分布($t=250$ s,单位:MPa)

Fig.2 Stress distribution on the left cross-section ($t=250$ s, unit: MPa)

2.2 上侧截面变形仿真

经过玻璃插入的变形仿真以及黏弹性分析之后,上侧截面的应力分布如图 3 所示。由图可见应力最大位置处于上唇边拐角处,为 0.38 MPa。此时外唇边和玻璃之间接触压力最大值为 3.63 MPa,而

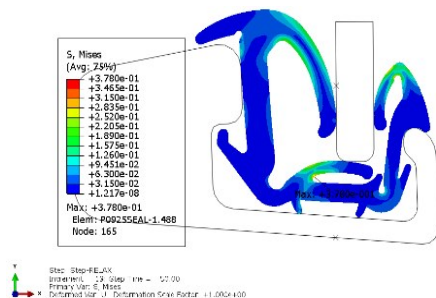


图3 上侧截面应力分布($t=250$ s,单位:MPa)

Fig.3 Stress distribution on the upper cross-section ($t=250$ s, unit: MPa)

内唇边接触压力为 7.65 MPa,上侧唇边被玻璃压紧后压缩位移较大,接触压力高达 7.75 MPa。

3 导槽密封条外表面压力计算

本文研究导槽密封条在稳态压差和时变压差作用下的密封性能。随着车行速度提高,车身表面内外压差增大,车内外稳态压差的最大值一般和 $0.5\rho U^2$ 成正比^[5],即:

$$\Delta P = K \times 0.5\rho U^2 \quad (2)$$

式中: ρ 代表空气密度; U 为风速; K 为比值。

本文应用雷诺时间平均法 Realizable $k-\epsilon$ 的湍流模型对研究对象试验车流场进行定常分析,得到压力分布以确定 K 值大小,从而得到稳态激励下车内外压差最大值和风速的对应关系(考虑侧风时 K 的取值不同)。

车内外时变压差需通过整车非定常流体计算得到。本文采用大涡模拟方法对车外流体进行非定常计算,得到密封条表面上的时变压力,从而获得时变压差,作为后续非线性动力学分析的激励。

3.1 稳态压力计算

为求得不同工况下导槽密封条内外压差最大值以及对应位置,在导槽密封条和侧窗玻璃接触位置上布置 27 个监测点。根据压力脉动分布,其中左上部分布置较密,右侧较为稀疏,如图 4 所示。

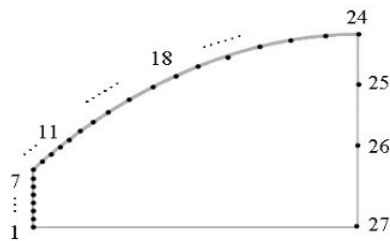


图4 导槽密封条外表面压力测点位置

Fig.4 Location of the pressure measuring points on the outer surface of the glassrun seal

风洞内测试结果显示,车内负压分布平均,0°偏航角时,120 km/h 风速下为 -100 Pa,160 km/h 风速下为 -150 Pa。应用雷诺时均法 Realizable $k-\epsilon$ 的湍流模型对试验车流场进行定常分析,可以得到无偏航角时,不同风速下 27 个测点上的稳态压差,如图 5 所示。由图可见,测点 11 位置处内外压差最大,测点 12 和测点 10 次之。



图5 密封条不同位置处的内外压差(0°偏航角)

Fig. 5 Pressure difference between the car interior and exterior at different positions of the seal (yaw angle: 0 deg)

研究偏航角影响时,取偏航角为 -20° (驾驶员一侧背风),对风速 160 km/h 的情况进行整车定常流场计算。27 个测点上的稳态压差如图 6 所示,其中测点 7 位置处内外压差最大,测点 9 和测点 8 次之。

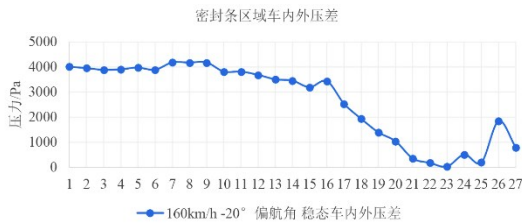


图6 密封条不同位置处的内外压差(-20° 偏航角)

Fig. 6 Pressure difference between the car interior and exterior at different positions of the seal (yaw angle: -20° deg)

由图 6 可以看出,无偏航时导槽密封条上测点 11 为内外压差最大的位置,处于导槽密封条上侧,对应图 1 中 B 截面位置;而 -20° 偏航角时测点 7 为内外压差最大的位置,处于左侧,对应图 1 中 A 截面位置。因此,在研究密封条密封性能和声泄漏条件时,有无偏航情况下密封失效的“危险位置”不同,又由于这两个位置处截面的几何形状和边界条件不同,因此在后文分析中需要分别展开研究。

将密封条上侧测点 11 上的最大压差 -936 Pa 代入式(2),得到 0° 偏航角时,导槽密封条内外压差最大值和车速的关系为:

$$\Delta P_{\max} = 1.40 \times \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (3)$$

同理, -20° 偏航角、160 km/h 风速下负压最大位置为测点 7,其内外压差为 $-4\,027$ Pa,得到导槽密封条内外压差最大值和车速的关系为:

$$\Delta P'_{\max} = 3.38 \times \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (4)$$

3.2 瞬态压力计算

通过对整车外流场进行非定常大涡模拟计算,得到密封条表面上的时变压力,从而获得时变压差。图 7 为导槽密封条上测点 11 在 0° 偏航角、160 km/h 风速下的时变压差;图 8 为导槽密封条左侧测点 7 在 -20° 偏航角、160 km/h 风速下的时变压差。由此可以看出, -20° 偏航角下,压差明显增大。

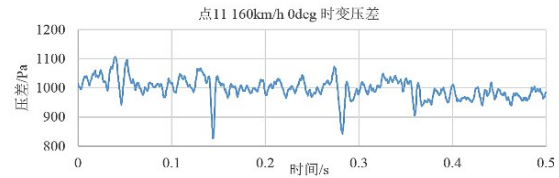


图7 密封条上测点 11 时变压差(160 km/h 风速、 0° 偏航角)

Fig. 7 Transient pressure difference at point 11 on the sealing strip (wind speed: 160 km/h, yaw angle: 0 deg)

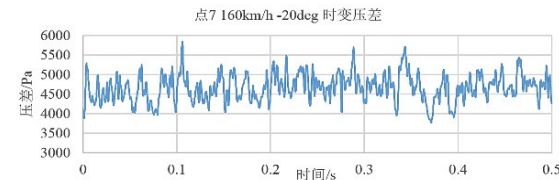


图8 密封条上测点 7 时变压差(160 km/h 风速、 -20° 偏航角)

Fig. 8 Transient pressure difference at point 7 on the sealing strip (wind speed: 160 km/h, yaw angle: -20° deg)

3.3 压力脉动仿真和试验对比

为验证整车流场非定常计算结果的可靠性,通过风洞试验测试前侧窗表面上的压力脉动级。

3.3.1 试验条件

试验在同济大学整车气动声学风洞内进行。在试验车前侧窗表面布置 17 个测点,每组测试采用两个表面传声器,如图 9 所示。试验在 160 km/h 风速、 0° 偏航角下进行。信号采样时间为 10 s,采样频率为 48 kHz,分析频率范围是 0~10 kHz,FFT 块大小为 4 096。

3.3.2 结果对比

由于本文主要关注导槽密封条上的压力变化,因此关注靠近导槽密封结构测点的压力脉动。图 10 为测点 11 在 160 km/h 风速、五偏航时风洞试验与 CFD 仿真得到的压力脉动级频谱对比,可见仿真和试验结果吻合较好,验证了计算结果的可靠性。

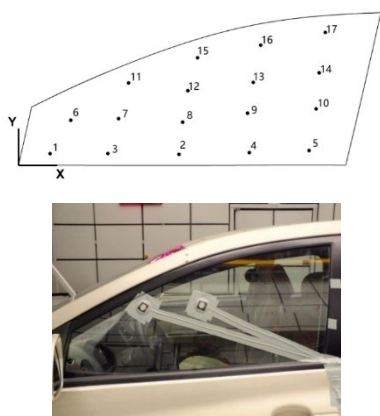


图9 表面传声器及测点位置布置

Fig.9 Surface microphones and location of measuring points

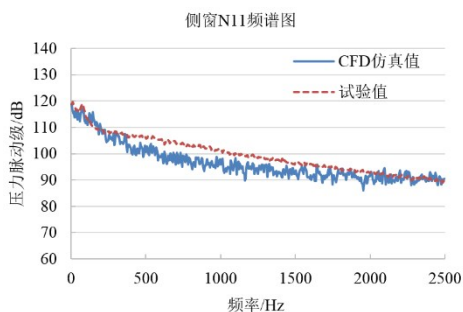


图10 试验测点 11 压力脉动级频谱图

Fig.10 Frequency spectra of the pressure fluctuation level on the measuring point 11

4 临界泄漏稳态压差的计算

采用稳态压力渗透法计算密封界面的临界泄漏稳态压差,如图 11 所示。刚度较大的物面作为主面,刚度较小的物面作为从面。由于密封界面内外存在压力差 P ,所以内侧从面的单元 1 暴露在高压流体中,受到垂直方向的压力 P 的作用。流体作用在单元 1 上之后,会使得 D 点的接触压力下降。如果 D 点此时的接触压力小于 P ,那么 D 点就会在压力的作用下被“抬起”,使得流体流入到单元 2 和单元 5 之间,并继续进行同样的分析。反之如果 D 点的接触压力仍大于 P ,则流体在该节点处被“截断”,说明内外压差 P 作用下该密封界面仍保持密封。

随着压力 P 的不断增大,接触压力也会增加,但增加程度没有流体压力大。当流体压力超过接触压力时,弹性体和硬质材料失去原有的接触区域,形成泄漏路径^[14]。而刚好使得密封失效的临界流体压力,即为临界泄漏稳态压差。

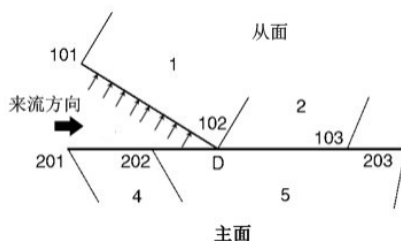


图 11 弹性体密封失效的判断方法

Fig. 11 Failure assessment method of an elastomer seal

4.1 左侧截面临界泄漏静压差

采用静态渗流分析的有限元变形仿真方法,对左侧截面内外两个唇边分别进行临界泄漏静压差分析。由于车内压力高于车外压力,因此静态压力作用下,密封失效的过程应该是内唇边和外唇边依次发生失效。在变形仿真结果的基础上,再进行静态流体渗透分析。不断增加内外压差时,11 000 Pa 时内侧唇边先失效,内外唇边均发生失效的临界泄漏静压差为 95 000 Pa。利用式(4)可以得到该临界泄漏压差对应 -20° 偏航角下 778 km/h 临界车速,这已远远超出实际行车速度,因此可以认为该截面处的静密封能力良好。

图 12 为左侧截面两唇边与玻璃接触宽度随时间的变化曲线。玻璃插入用时 200 s,在此过程中,接触宽度逐渐上升并趋于稳定。200~250 s 时材料发生松弛,接触宽度下降并逐渐趋于稳定。250~260 s 内进行 95 000 Pa 压差下静态流体渗透分析,该过程结束后两唇边与玻璃的接触宽度都降为零,表示此时两唇边均和玻璃失去接触,产生气吸路径,密封失效。失效时变形及应力分布情况如图 13 所示。

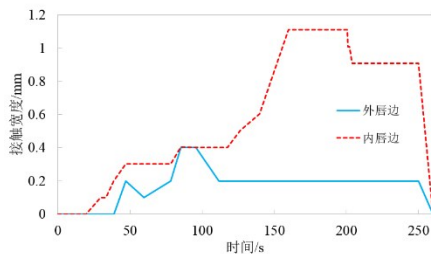


图 12 左侧截面两唇边与玻璃接触宽度时变曲线

Fig. 12 The transient contact width between the glass and the two lips of the left cross-section

4.2 上侧截面临界泄漏静压差

同样,对上侧截面进行临界泄漏压差分析。不断增大内外压力差 P ,当 P 增大到 7 000 Pa 时,内侧

唇边和玻璃内侧失去接触;当 P 增加到 12 000 Pa 时,上唇边也与玻璃失去接触;当 P 增加到 58 000 Pa 时,外唇边失去接触,3 个唇边均和侧窗玻璃失去接触,形成一个连通车内车外的气吸路径。由式(4)可得到该临界泄漏压差对应 -20° 偏航角 607 km/h 时的临界车速,这也是实际行车中不会到达的车速,因此该截面在静压差下密封能力良好。

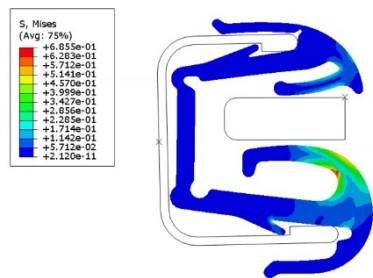


图 13 左侧截面两唇边失效示意图

Fig. 13 Failure illustration of the two lips of the left cross-section

图 14 为上侧截面唇边与玻璃接触宽度随时间的变化曲线。前 200 s 内玻璃插入后接触宽度先上升后下降;在 200~250 s 内材料发生松弛,接触宽度降低并趋于稳定;而当施加 $P=58\,000$ Pa 的流体时,内侧、上侧和外侧唇边和玻璃的接触宽度产生波动,并逐渐下降到零。图 15 为三唇边同时失效的变形及应力分布情况。

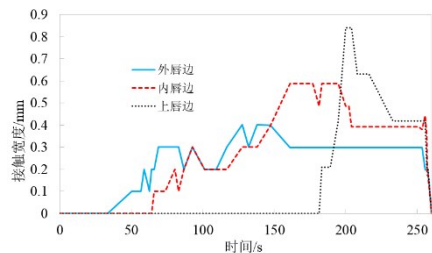


图 14 上侧截面三唇边和玻璃接触宽度时变曲线

Fig. 14 The transient contact width between the glass and the three lips of the upper cross-section

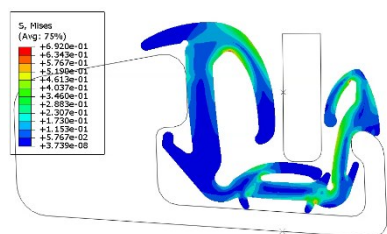


图 15 上侧截面三唇边失效示意图

Fig. 15 Failure illustration of the three lips of the upper cross-section

4.3 不同参数对临界泄漏静压差的影响

4.3.1 固定方式的影响

导槽密封条通常采用的安装方法为:密封条嵌入侧窗的导轨钢槽之中,并利用导槽密封条的突出部分卡在钢槽的凸台部分,由此将密封条固定在钢槽之内。观察分析结果的动态过程,发现施加静态渗透流体后,导槽密封条的两唇边会围绕钢槽两端向外旋转。将导槽密封条和钢槽导轨产生接触的外边全部固定,模拟导槽密封条被完全卡紧的状态,在这种边界条件下进行变形、松弛以及临界泄漏静压差的分析。固定方式的改变对两截面所有唇边的临界泄漏静压差的影响如表 2 和表 3 所示,可见接触面的临界泄漏静压差的大小对于边界条件的变化十分敏感,仿真时边界条件的设置要尽可能贴近真实安装情况。

表 2 边界条件对左侧截面两唇边临界泄漏静压差的影响

Tab. 2 The critical static pressure difference of the two lips of the left cross-section under different boundary conditions

位置	嵌入安装时临界压差/Pa	固定外边时临界压差/Pa
内唇边	11 000	20 000
外唇边	95 000	120 000

表 3 边界条件对上侧截面三唇边临界泄漏静压差的影响

Tab. 3 The critical static pressure difference of the three lips of the upper cross-section under different boundary conditions

位置	嵌入安装时临界压差/Pa	固定外边时临界压差/Pa
内唇边	7 000	6 000
上唇边	12 000	15 000
外唇边	58 000	70 000

4.3.2 材料参数的影响

表 4 为采用同一硬度的不同材料参数时,左侧和上侧截面外唇边的临界泄漏静压差。可以看出同一硬度下,材料参数的比值对于左侧截面临界泄漏压差的影响较小而上侧截面临界泄漏压差的影响相对较大。

表 4 材料参数对外唇边临界泄漏压差的影响

Tab. 4 The critical static pressure difference of the outer lips of the seal under different material parameters

材料	左侧临界泄漏压差/Pa	上侧临界泄漏压差/Pa
M_1	95 000	58 000
M_2	95 000	45 000
M_3	97 000	40 000

4.3.3 玻璃相对位置的影响

由于导槽密封条嵌入安装在钢槽导轨内,再与玻璃配合,所以玻璃外边缘可能存在偏离设计位置的问题。表5为玻璃向内偏移量对左侧和上侧截面的外唇边临界泄漏压差的影响,可见玻璃向内的偏移量会对外唇边临界泄漏静压差产生较大影响。如图16所示,左侧截面外唇边的临界泄漏压差和位移量成呈线性关系,而上侧截面在0.5 mm附近反而有所增加。

表5 玻璃向内偏移量对外唇边临界泄漏压差的影响

Tab. 5 The critical static pressure difference of the outer lips of the seal under different inward offsets of the glass

位移/mm	左侧外唇边临界泄漏压差/Pa	上侧外唇边临界泄漏压差/Pa
0	95 000	58 000
0.2	80 000	52 000
0.5	55 000	75 000
0.7	40 000	55 000
1.0	1 000	50 000
1.2	已失去接触	49 000
1.5	已失去接触	40 000
1.7	已失去接触	35 000

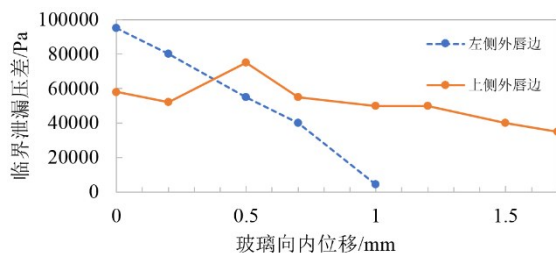


图16 玻璃位移对外唇边临界泄漏压差的影响

Fig. 16 The critical static pressure difference of the outer lips of the seal under different inward offsets of the glass

5 时变压差作用下的密封状态

由以上可知,即使在橡胶硬化或玻璃有一定的位置偏差时,外唇边的临界泄漏静压差的数量级普遍在 10^4 Pa,这是在实际驾驶时不可能达到的压差。说明基于静压分析时,车辆行驶导致的内外稳态压差很难使密封系统失效。而这与风洞试验的观察结果严重不符。因此这里采用瞬态非线性动力学分析方法,对不同截面处的密封条在时变压差作用下的响应进行分析,并同样以唇边和玻璃之间的接触宽度判断是否失效。

5.1 上侧截面密封状态

试验车在无偏航及160 km/h风速下,其导槽密封条的上侧截面所承受的内外压差最大,因此上侧截面是无偏航行驶时密封失效的“危险位置”。将整车非定常CFD计算求得测点11位置上随时间变化的车内外压力差作为瞬态动力学分析的激励,其时间步长为0.000 2 s,其0.5 s内测点11位置的压差随时间变化的情况如图5所示,可见压力差大约在800~1 100 Pa之间变化。激励施加的位置和稳态分析一致,如图17所示。

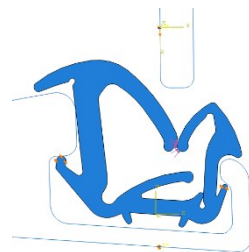


图17 上侧截面时变压力施加位置

Fig. 17 Excitation position of transient pressure on the upper cross-section

当玻璃处于基准设计位置,时变压力激励下外唇边和玻璃之间的接触宽度仅有小幅降低并迅速稳定,如图18所示。说明此时外唇边和玻璃始终保持接触,没有发生密封失效现象。

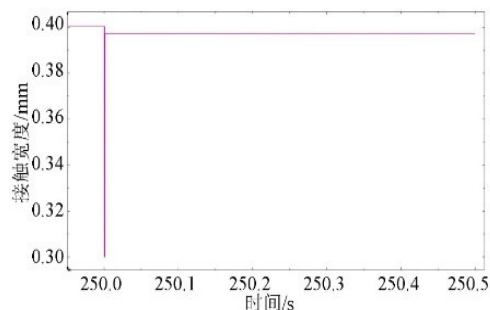


图18 上侧截面外唇边接触宽度时变曲线(玻璃基准位置,160 km/h风速、0°偏航角)

Fig. 18 The transient contact width of the outer lips of the upper cross-section (glass position: baseline, wind speed: 160km/h, yaw angle: 0 deg)

不断将玻璃向内移动做相同分析,将玻璃向内移动1.7 mm(保持外唇边接触最大偏移量)得到外唇边和玻璃的接触宽度如图19所示。可见时变压力激励下接触宽度仅有小幅增长,可以认为几乎不变。

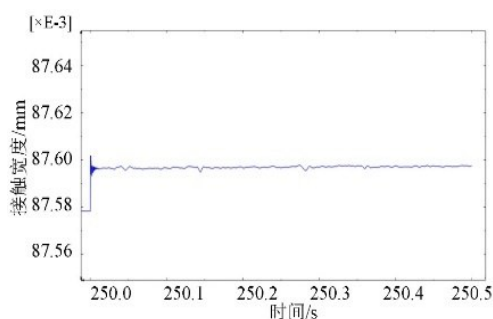


图19 上侧截面外唇边接触宽度时变曲线(玻璃位移1.7 mm,160 km/h风速、0°偏航角)

Fig. 19 The transient contact width of the outer lips of the upper cross-section (glass position: 1.7 mm inward offset, wind speed: 160 km/h, yaw angle: 0deg)

因此可以初步得出结论:对于本文的研究对象而言,在160 km/h风速、无偏航条件下的时变压差作用下,导槽密封条的上侧截面始终保持密封,甚至在玻璃向内偏离设计位置较大时,外唇边依然可以保持密封状态。由此可以推断整条密封条各个位置均可以保持密封状态。

5.2 左侧截面密封状态

研究对象车辆在 -20° 偏航角、160 km/h风速下,其导槽密封条的左侧截面所承受的内外压差最大,因此左侧截面是 -20° 偏航行驶时密封失效的“危险位置”。同样,将测点7位置上随时间变化的车内外压力差作为激励,其时间步长0.000 2 s,取0.5 s内的数据,则测点7位置的压力差随时间变化的情况如图6所示,激励施加的位置和稳态分析一致,如图20所示。

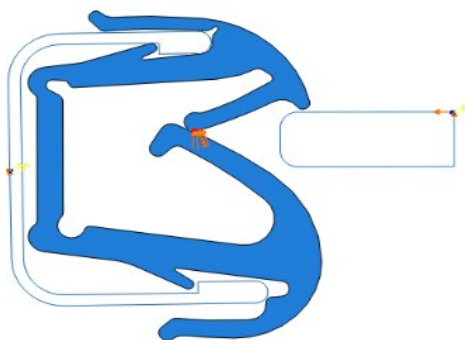


图20 左侧截面时变压力施加位置

Fig. 20 Excitation position of transient pressure on the left cross-section

此时玻璃处于基准设计位置,分析后得到时变压差激励下外唇边和玻璃之间的接触宽度先降低并

随后稳定,如图21所示。说明此时外唇边和玻璃始终保持接触,没有发生密封失效现象。

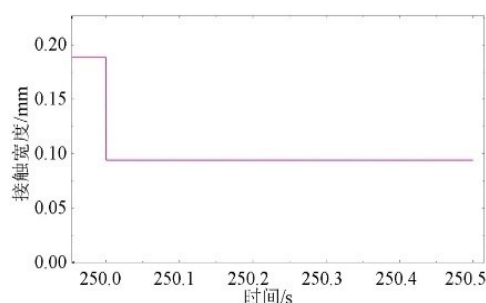


图21 左侧截面外唇边接触宽度时变曲线(玻璃基准位置,160 km/h风速、 -20° 偏航角)

Fig. 21 The transient contact width of the outer lips of the left cross-section (glass position: baseline, wind speed: 160 km/h, yaw angle: -20° deg)

将玻璃相对于基准设计位置向内偏移0.2 mm,时变压差激励下外唇边和玻璃之间的接触宽度随时间不断变化,且在零和非零之间不断振荡,如图22所示。说明此时外唇边和玻璃已经失去接触,产生密封失效现象,外唇边在时变压差激励下不断“敲击”玻璃,导致密封条空腔内的流体质量和体积随时间变化,产生泄漏噪声,此外车外噪声也可以通过泄漏路径直接传入车内。

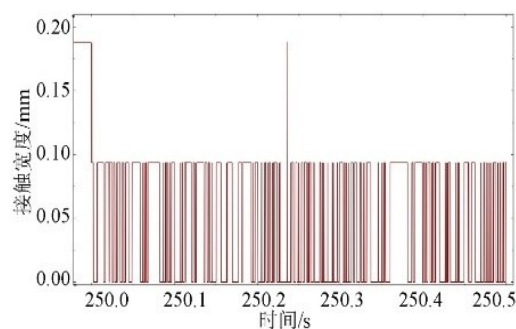


图22 左侧截面外唇边接触宽度时变曲线(玻璃位移0.2 mm,160 km/h风速、 -20° 偏航角)

Fig. 22 The transient contact width of the outer lips of the left cross-section (glass position: 0.2 mm inward offset, wind speed: 160 km/h, yaw angle: -20° deg)

6 结论

(1) 在稳态流场中,无侧风时的导槽密封条上最大压差位置在上侧, -20° 偏航角时左侧截面为压

差最大位置。

(2) 静态分析中,左侧截面的临界泄漏压差为 95 000 Pa,对应 -20° 偏航角下的临界车速为 778 km/h;上侧截面的临界泄漏压差为 58 000 Pa,对应 -20° 偏航角下的临界车速为 607 km/h。可见静态分析下导槽密封条在实际驾驶情况中极难失效。此外边界条件、本构模型中参数的比值、材料的硬度和玻璃的相对位置都会对唇边的临界泄漏静压差产生影响。

(3) 非线性动力学分析中,在无偏航及风速 160 km/h 情况下,导槽密封条的上侧截面是密封失效的危险位置。在 0° 偏航角、160 km/h 风速带来的时变压差作用下,整个密封条可保持密封状态。

(4) 非线性动力学分析中,在 -20° 偏航角、风速 160 km/h 情况下,导槽密封条的左侧截面是密封失效的危险位置。该工况的时变压差作用下,玻璃处于基准设计位置时导槽密封条依然保持密封状态;而玻璃相对基准位置向内移动 0.2 mm 后,左侧截面处产生密封失效现象。由此可见左侧位置在 -20° 偏航角、风速 160 km/h 情况下比较容易发生失效。

(5) 对密封条失效的临界条件(失效压力)分析时,采用静态分析和瞬态动力学分析得到的结果相差较大。由于采用静态分析的结果与现实不符,应采用瞬态动力学分析方法,才可能对密封条发生失效并产生泄漏噪声的临界条件进行更准确地预估。

参考文献:

- [1] GEORGE A R. Automobile aerodynamic noise [J]. SAE Transactions, 1990, 99:434.
- [2] AHMED S R. A survey of automobile aeroacoustic activities in Germany[J]. SAE Transactions. 1995, 104:1100.
- [3] BUCHHEIM R, DOBRZYNSKI W, MANKAU H, *et al.* Vehicle interior noise related to external aerodynamics [J]. International Journal of Vehicle Design, 1982, 3(4): 398.
- [4] LOREA A, CASTELLUCCIO V, COSTELLI A, *et al.* A wind-tunnel method for evaluating the aerodynamic noise of cars [J]. SAE Transactions, 1986, 95:1096.
- [5] GUR Y, MORMAN K N, SINGH N. Analysis of door and glass run seal systems for aspiration [C]//Proceedings of the 1997 Noise and Vibration Conference-P-309. Detroit: SAE, 1997: 971902.
- [6] JUNG W W, OH S J. The influence of vehicle elements to aspiration wind noise [C]//International Congress & Exposition. Detroit: SAE, 1995: 950624.
- [7] SAHA P, MYERS R D. Importance of sealants for interior noise control of automobiles [C]//International Congress & Exposition. Detroit: SAE, 1992: 920412.
- [8] GOTO T, KAWAI K. Performance improvement in leak noise reduction [C]//SAE 2002 World Congress & Exhibition: Detroit: SAE, 2002: 2002-01-1238.
- [9] 贺银芝, 杨志刚, 王毅刚. 汽车车身密封对车内气动噪声影响的机理及试验研究[J]. 汽车工程, 2012, 34(8):692.
HE Yinzi, YANG Zhigang, WANG Yigang. Mechanism and experimental research on the effect of automobile body seal on aerodynamic noise in vehicles [J]. Automotive Engineering, 2012, 34(8): 692.
- [10] 赵建才, 姚振强, 王伟. 密封条结构的非线性分析与优化设计 [J]. 合成橡胶工业, 2005, 28(6):421.
ZHAO Jiancai, YAO Zhenqiang, WANG Wei. Non-linear analysis and optimization design of seal structure [J]. Synthetic Rubber Industry, 2005, 28(6): 421.
- [11] MOONEY M. A theory of large elastic deformation [J]. Journal of Applied Physics, 2004, 11(9): 582.
- [12] RIVLIN R S, SAUNDERS D W. Large elastic deformations of isotropic materials VII experiments on the deformation of rubber [J]. Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 1951, 243(865): 251.
- [13] 左亮. 机车车辆中常用橡胶件的有限元分析[D]. 成都:西南交通大学, 2008.
ZUO liang. Finite element analysis of rubber parts used in locomotives and vehicles [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2008.
- [14] LIU Q, WANG Z, LOU Y, *et al.* Elastic leak of a seal [J]. Extreme Mechanics Letters, 2014, 1: 54.