测试・分析

采用响应面法的非充气轮胎的固有频率分析

郑永粮1,张铃欣1,周海超1,2*,李 昭1,王荣乾2

(1.风神轮胎股份有限公司,河南 焦作 454003;2.江苏大学 汽车与交通工程学院,江苏 镇江 212013)

摘要:采用响应面法对非充气轮胎的固有频率(零阶)进行分析。选择影响非充气轮胎的固有频率的结构和材料参数(影响因子)并确定其取值范围,从中筛选出显著性影响因子并进行响应面模型的构建及优化分析,得到各显著性影响 因子对非充气轮胎的固有频率的影响。结果表明:在其他显著性影响因子不变的前提下,非充气轮胎的固有频率随轮辐 厚度和聚氨酯剪切模量的增大、非对称弧高度和轮辐长度的减小而增大;考虑两显著性影响因子的交互效应时,非充气 轮胎的固有频率峰值分别在轮辐厚度最大和非对称弧高度最小、轮辐厚度最大和轮辐长度最小、轮辐厚度和聚氨酯剪切 模量最大、非对称弧高度和轮辐长度最小、非对称弧高度最小和聚氨酯剪切模量最大、轮辐长度最小和聚氨酯剪切模量 最大时出现。

关键词:非充气轮胎;固有频率;响应面法;显著性影响因子;结构参数;材料参数;优化分析
 中图分类号:TQ336.1;TB535
 文章编号:1000-890X (2023) 00-0000-08
 文献标志码:A
 DOI:10.12136/j.issn.1000-890X.2023.00.0000



轮胎具有支撑车身与提供作用力的作用,还 直接承受来自路面的激励,其振动特性极大影响 车辆的舒适性。充气轮胎存在易爆胎、漏气等安 全隐患,非充气轮胎则以其安全、经济、环保等优 点而得到推广应用^[1-3]。然而,非充气轮胎的开放 式非连续轮辐结构会导致其刚度和接地压力不 均匀,造成车辆振动,严重阻碍了非充气轮胎的 发展^[4-5]。

W. RUTHERFORD等^[6]研究发现,大曲率和 短而粗的辐条、厚外层、薄内层和薄剪切梁可以减 小非充气轮胎的振动,同时轮胎的质量和刚度亦 有所减小。A. NARASIMHAN^[7]研究发现,改变 轮辐材料的剪切模量比改变剪切带的剪切模量对 非充气轮胎的刚度影响更大,且剪切模量减小会 导致轮辐和地面的振动增大。Z. F. ZHANG等^[8] 对比分析了充气轮胎和3种非充气轮胎的动态滚 动,得到轮胎中心点位移的波动规律。

轮胎的低阶模态频率分布段正好是大部 分底盘零部件的模态频率分布段,因此两者存 在耦合的机率较大,一旦耦合发生就会影响车 辆的噪声、振动和声振粗糙度(NVH)特性^[9]。 M. RAMACHANDRAN等^[10]对非充气轮胎的轮 辐侧边缘进行了扇形处理,在实现轮辐减振的同 时减小了最低固有频率所对应的第一对称模态 中相对边缘振幅数量,且随着扇形结构的增大, 轮辐的振动减小, 而轮胎的固有频率则逐渐增 大。向仲兵等[11]研究发现,鸟巢结构式非充气轮 胎的每一阶模态频率均随鸟巢结构阵列数的增 大而减小,振动频率随负荷的增大呈增大趋势, 但增幅较小,减少了轮胎受到交变负荷时发生共 振的概率,轮胎体现出较强的吸振性与稳定性。 C. H. LEE等^[12]在研究蜂窝型非充气轮胎的模态 形状及其相应频率时发现,第一阶模态阵型是辐 条的平面内剪切,有效面内剪切模量最小值与一

基金项目:国家自然科学基金资助项目(52072156);江苏省研究生科研与实践创新计划项目(SJCX21_1686)

作者简介:郑永粮(1979--),男,河南焦作人,风神轮胎股份有限公司工程师,学士,主要从事汽车轮胎技术研究工作。

*通信联系人(hczhou@uje.edu.en):周海超(1984—),男,河南许昌人,江苏大学教授,博士,主要从事汽车轮胎技术的教学与科研工作。

引用本文:郑永粮,张铃欣,周海超,等.采用响应面法的非充气轮胎的固有频率分析[J].橡胶工业,2023,70(0):000-000.

Citation: ZHENG Yongliang, ZHANG Lingxin, ZHOU Haichao, et al. Analysis of natural frequency of non-pneumatic tire by response surface method[J]. China Rubber Industry, 2023, 70 (0):000-000.

阶模态有关。

现有的非充气轮胎的振动研究主要集中于分 析轮胎的结构和材料类型变化对轮胎的振动特性 的影响,忽略了轮胎的结构和材料参数变化对轮 胎的固有特性的影响,从而影响轮胎的振动特性 和轮胎的设计。因此,本工作选取辐板式非充气 轮胎固有的多个结构和材料参数(影响因子),全 面分析影响因子变化对非充气轮胎的固有频率的 影响大小及规律,为非充气轮胎的振动研究提供 参考。

1 非充气轮胎的固有频率的影响因子

1.1 非充气轮胎模型

对米其林Tweel非充气轮胎进行仿生减振设 计(非对称弧结构),采用处理后的非充气轮胎(包 括铝合金轮毂、聚氨酯材料柔性环和轮辐、两层高 强度钢加强层、橡胶胎面)为研究对象^[13],其结构 和材料如图1所示。





1.2 影响因子的选取及其取值范围确定

合理选取影响因子是进行非充气轮胎的特性 研究的前提,下面以聚氨酯剪切模量(F)为例说明 影响因子的选取及其取值范围确定。 聚氨酯材料的力学性能一般由Marlow模型 表征,为便于影响因子选取及范围确定,本工作 使用Mooney-Rivlin和Neo-Hookean模型曲线对 Marlow模型曲线进行拟合,拟合效果对比如图2 所示。



Fig. 2 Comparison of fitting effects of models

从图2可以看出, Mooney-Rivlin模型的拟合 曲线表现出较好的拟合效果, 而Neo-Hookean模 型的拟合曲线近似线性且严重偏离Marlow模型 曲线, 因此本工作采用Mooney-Rivlin模型进行拟 合, 得到如下模型参数: C_{10} =-7.75, C_{01} =16.06, D_1 =0.0124。

Mooney-Rivlin模型的初始剪切模量(μ_0 ,控制 材料的变形)和初始体积模量(K_0 ,控制材料的体 积变化)与 C_{10} , C_{01} , D_1 的关系为

$$\begin{cases} \mu_0 = 2(C_{10} + C_{01}) \\ K_0 = \frac{2}{D_1} \end{cases}$$
(1)

聚氨酯材料的相对压缩性由 K_0/μ_0 确定,其与 泊松比(ν)的关系为

$$\nu = \frac{3K_0/\mu_0 - 2}{6K_0/\mu_0 + 2} \tag{2}$$

由式(2)可知,当 K_0/μ_0 不变时,v不变。由于聚 氨酯材料具有不可压缩性,取v为0.45,有 K_0/μ_0 = 29/3。选取聚氨酯材料的 μ_0 值变化范围为原始值 的±1/4,相应调整 μ_0 以保持v不变。

由式(1)可知, K_0/μ_0 为

$$K_0/\mu_0 = \frac{1}{D_1(C_{10} + C_{01})}$$
(3)

由式(1)可知,μ₀取决于*C*₁₀和*C*₀₁。保持ν恒定, 当μ₀增大1/4时,由式(1)可知,系数*C*₁₀和*C*₀₁随之增 大1/4,而为了保持 K_0/μ_0 不变, K_0 也必须增大1/4, 这使得 D_1 减小1/5。同理,当 μ_0 减小1/4时, C_{10} 和 C_{01} 减小1/4,而对应的 D_1 增大1/3。增减关系式为

$$\begin{cases} K_0/\mu_0 = \frac{1}{\frac{4}{5}D_1(\frac{5}{4}C_{10} + \frac{5}{4}C_{01})} \\ K_0/\mu_0 = \frac{1}{\frac{4}{3}D_1(\frac{3}{4}C_{10} + \frac{3}{4}C_{01})} \end{cases}$$
(4)

胎面胶的超弹性力学性能由Neo-Hookean模型表征时,由于其 $C_{01}=0$,由式(1)有 $\mu_0=2C_{10}$ 。胎面胶的 $\mu_0(G)$ 值范围确定方法与聚氨酯类似。

在确定F和G及其值范围后,另外选取轮胎 结构参数[轮辐厚度(A)、轮辐曲率(B)、非对称弧 高度(C)、轮辐长度(D)和辐板对数(E)]及材料 参数[高强度钢模量(H)、铝合金模量(J)、弹性体 (橡胶和聚氨酯)密度的变化百分比(K)、高强度 钢密度(L)、铝合金密度(M)]作为影响因子并确 定其取值范围,结果如表1所示。其中,A,B,C如 图3所示,非充气轮胎的自由模态分析及其固有 频率提取均在Abaqus软件中进行。

影响因子	原始值	下限	上限
A/mm	4.25	3.25	5.25
<i>B</i> /mm	8	6	10
C/mm	15.00	11.25	18.75
D/mm	72	62	82
$E/$ \overline{x}	25	20	30
<i>F</i> /MPa	16.630	12.470	20.783
G/MPa	1.660	1.250	2.083
H/MPa	2.1 $\times 10^{5}$	2×10^{5}	2.2 $\times 10^{5}$
J/MPa	7.2 $\times 10^{4}$	7×10^4	7.2 $\times 10^{4}$
K/%	1.1	1.1	1.3
$L/(Mg \cdot m^{-3})$	7.8	7.7	7.9
$M/(Mg \cdot m^{-3})$	2.8	2.6	2.8

表1 影响因子及其取值范围 Tab.1 Influence factors and their value ranges



Fig. 3 Diagram of A, B, C

2 显著性影响因子的筛选

2.1 Plackett-Burman设计(PBD)试验

影响因子较多时存在对响应影响不显著的因子从而加大计算量、浪费计算资源,因此,本工作 首先利用PBD试验消除不显著的影响因子,再用 显著性影响因子继续优化设计。

轮胎的质量和转动惯量只影响轮胎的零阶和一阶模态,且来自于地面的低频振动主要由这两阶模态传递到轮轴。轮胎的固有频率越低,传递的能量就越高,轮胎就越容易被激起振动^[14-16]。因此,PBD试验以非充气轮胎的零阶固有频率(*f*₀)作为响应,每个影响因子的上下限分别为高水平(+1)和低水平(-1)。包含12个独立影响因子的20个PBD试验方案及其响应如表2所示。

2.2 PBD试验结果分析

对模型进行方差分析以检测影响因子的显著性,结果如表3所示。

从表3可以看出,模型F值为7.30,表明该模型是显著的,且其由噪声引起的概率仅有0.70% (P值=0.0070)。一般来说,置信水平在95%以上 (P值<0.05)的变量被认为是一个显著性影响因 子^[17-18]。因此,通过PBD试验筛选出4个显著性影 响因子,分别为*A*,*C*,*D*,*F*。

3 优化分析

PBD可以最少的试验次数较精确地估计影 响因子的主效应并从众多影响因子中筛选出显 著性影响因子,但不能区分主效应与交互作用的 影响^[19]。因此,为了对显著性影响因子进行全面 分析,采用Central Composite设计(CCD)响应面 模型作进一步研究。

3.1 CCD试验及模型分析

选择响应面模型对4个显著性影响因子(*A*,*C*, *D*,*F*)进行设计,对每个显著性影响因子进行5个水平(-2,-1,0,1,2)的研究,显著性影响因子的编码及水平如表4所示。

CCD试验中,包含4个显著性影响因子的30个 试验方案及其响应如表5所示。

在完成CCD试验方案的仿真计算和模型拟合 后进行方差分析,得到全模型的方差分析结果,去 除全模型中的不显著影响因子(如X₁₂和X₂₂,P值>

	Tab. 2 PBD test schemes of independent influence factors and their responses												
试验	试验 影响因子 化加速分子										C /11		
方案	A/mm	<i>B</i> /mm	C/mm	D/mm	E/对	F/MPa	G/MPa	H/MPa	J/MPa	K/%	$L/(Mg \cdot m^{-3})$	$M/(Mg \cdot m^{-3})$	J_0/Hz
1	3.25	10	18.75	62	30	20.783	1.250	2.0×10^{5}	7. 2×10^4	1.3	7.9	2.8	18.178
2	5.25	6	18.75	62	20	12.470	1.250	2.2×10^{5}	7.2 $\times10^4$	1.1	7.9	2.8	35.304
3	5.25	10	11.25	82	20	20.783	1.250	2.0 $\times 10^{5}$	7.0 $\times 10^4$	1.1	7.9	2.8	26.956
4	5.25	6	11.25	62	20	20.783	2.083	2.0 $\times 10^{5}$	7.2 $\times10^4$	1.3	7.7	2.6	46.388
5	5.25	6	18.75	62	30	12.470	1.250	2.0×10 ⁵	7.0 $\times 10^{4}$	1.3	7.9	2.6	16.48
6	3.25	10	18.75	82	30	12.470	2.083	2.0×10 ⁵	7.2 $\times 10^{4}$	1.1	7.7	2.6	10.234
7	5.25	6	18.75	82	20	12.470	2.083	2.2 $\times 10^{5}$	7.2 $\times 10^{4}$	1.3	7.7	2.8	21.117
8	3.25	6	11.25	82	30	12.470	2.083	2.2 $\times 10^{5}$	7.0 $\times 10^{4}$	1.1	7.9	2.8	13.922
9	3.25	10	11.25	62	20	12.470	2.083	2.2×10^{5}	7.0 $\times 10^{4}$	1.3	7.9	2.6	15.581
10	3.25	6	18.75	82	30	20.783	1.250	2.2 $\times 10^{5}$	7. 0×10^{4}	1.3	7.7	2.6	14.945
11	5.25	10	18.75	62	30	12.470	2.083	2.0×10 ⁵	7.0 $\times 10^4$	1.1	7.7	2.8	28.776
12	5.25	10	11.25	62	30	20.783	2.083	2.2 $\times 10^{5}$	7.0 $\times 10^4$	1.3	7.7	2.8	38.622
13	5.25	10	18.75	82	20	20.783	1.250	2.2 $\times 10^{5}$	7.0 $\times 10^4$	1.1	7.7	2.6	24.320
14	3.25	10	18.75	62	20	20.783	2.083	2.2 $\times 10^{5}$	7.2 $\times10^4$	1.1	7.9	2.6	19.213
15	3.25	10	11.25	82	20	12.470	1.250	2.0 $\times 10^{5}$	7.2 $\times10^4$	1.3	7.7	2.8	10.362
16	5.25	6	11.25	82	30	20.783	2.083	2.0 $\times 10^{5}$	7.2 $\times10^4$	1.1	7.9	2.6	31.755
17	3.25	6	11.25	62	30	20.783	1.250	2.2 $\times 10^{5}$	7.2 $\times 10^{4}$	1.1	7.7	2.8	27.885
18	3.25	6	18.75	82	20	20.783	2.083	2.0×10 ⁵	7.0 $\times 10^{4}$	1.3	7.9	2.8	15.837
19	5.25	10	11.25	82	30	12.470	1.250	2.2×10^{5}	7.2 $\times 10^{4}$	1.3	7.9	2.6	20.060
20	3.25	6	11.25	62	20	12.470	1.250	2.0×10 ⁵	7.0×10 ⁴	1.1	7.7	2.6	22.786

表2 独立影响因子的PBD试验方案及其响应 2 PBD test schemes of independent influence factors and their response

表3 模型的方差分析结果

Tab. 3	Variance	analysis	results	of	model	l
--------	----------	----------	---------	----	-------	---

しる	構刊		影响因子										
恒弛 医堂	A	В	С	D	Ε	F	G	Н	J	K	L	M	
F值	7.30	39.17	3.12	6.68	17.04	0.7760	12.95	1.57	0.0278	1.33	1.49	2.77	0.6196
P值	0.0070	0.0004	0.120 5	0.036 2	0.004 4	0.4076	0.008 8	0.2508	0.8724	0.286 5	0.2615	0.1398	0.4570
推断	显著	显著	不显著	显著	显著	不显著	显著	不显著	不显著	不显著	不显著	不显著	不显著

表4 CCD试验中显著性影响因子的编码及水平 Tab.4 Codes and levels of significant influence factors in CCD test

4户 石口	日茎研影响用了	水平					
细阳	亚者性影响因于	-2	-1	0	1	2	
X_1/mm	轮辐厚度	2.25	3.25	4.25	5.25	6.25	
X_2/mm	非对称弧高度	7.50	11.25	15.00	18.75	22.50	
X_3/mm	轮辐长度	52	62	72	82	92	
X_4/MPa	聚氨酯剪切模量	8.31	12.47	16.63	20.78	24.94	

0.05)后进行方差分析,得到简化模型的方差分析 结果,如表6所示。由于CCD试验中有6组重复数 据,且非充气轮胎的固有频率的获取为仿真分析, 在重复仿真中均得到相同结果,因此无失拟的F值 和P值。

为了验证简化模型的准确性,将其拟合结果 进行检验并与全模型进行对比,结果如表7所示。

从表7可以看出:CCD试验中,全模型与简化 模型的R²(相关系数)分别说明响应的99.94%和 99.92%的变化可由模型定义,且模型的调整R²和 预测R²值没有显著差异(差值小于0.028),都接近 于1,说明所选择的影响因子和试验水平非常重要 和有效;与全模型相比,简化模型的R²有所减小,这 是由于模型项数减小造成的,但是减小幅度极小, 因此对拟合精度影响不大;简化模型对新观测值 的预测R²为99.65%,较全模型有所增大,且调整R² 和预测R²的差值减小,表明简化模型具有优异的拟 合精度。

3.2 CCD试验结果分析

确立简化模型后,得到响应和X1-X4之间的二

	v test sent	their resp	onses	inituence	actors and
试验方案	X_1	X2	X_3	X_4	$f_0/{ m Hz}$
1	5.25	11.25	82	12.47	22.828
2	4.25	22.50	72	16.63	21.274
3	5.25	18.75	62	12.47	30.973
4	5.25	18.75	82	20.78	26.375
5	3.25	18.75	62	20.78	21.942
6	5.25	18.75	82	12.47	20.434
7	4.25	15.00	72	24.94	28.682
8	5.25	18.75	62	20.78	39.976
9	3.25	18.75	82	20.78	14.455
10	3.25	11.25	62	12.47	19.329
11	5.25	11.25	82	20.78	29.464
12	3.25	11.25	62	20.78	24.951
13	4.25	15.00	92	16.63	16.030
14	2.25	15.00	72	16.63	10.039
15	4.25	7.50	72	16.63	26.421
16	4.25	15.00	72	16.63	23.422
17	3.25	18.75	82	12.47	11.198
18	3.25	11.25	82	20.78	16.071
19	4.25	15.00	52	16.63	37.016
20	4.25	15.00	72	16.63	23.422
21	5.25	11.25	62	12.47	34.951
22	3.25	11.25	82	12.47	12.449
23	4.25	15.00	72	16.63	23.422
24	4.25	15.00	72	16.63	23.422
25	4.25	15.00	72	16.63	23.422
26	5.25	11.25	62	20.78	45.112
27	4.25	15.00	72	16.63	23.422
28	6.25	15.00	72	16.63	37.197
29	3.25	18.75	62	12.47	16.998
30	4.25	15.00	72	8.31	16.565

表5 显著性影响因子的CCD试验方案及其响应

阶多项式为

$$f_{0} = 23.6 + 6.96X_{1} - 1.38X_{2} - 5.12X_{3} + 3.06X_{4} - 0.399 4X_{1}X_{2} - 1.43X_{1}X_{3} + 0.893 5X_{1}X_{4} + 0.381 5X_{2}X_{3} - 0.181 0X_{2}X_{4} - (5) 0.642 1X_{3}X_{4} + 0.764 1X_{3}^{2} - 0.210 8X_{4}^{2} - 0.210 8X_{4}^{2} - 1.40X_{4} + 0.764 5X_{4} + 0.764$$

式(5)中,X₁—X₄的因数绝对值越大表示该项 影响因子对响应的影响越显著,因数为正号表示 该项影响因子和响应正相关,因数为负号表示该 项影响因子和响应负相关。

由式(5)可知,相比于交互项和平方项,线性 项的影响效果最为显著,影响排序依次为X₁,X₃,X₄ 和X₂,且当轮辐厚度和聚氨酯剪切模量增大、轮辐 长度和非对称弧高度减小时对应的响应增大。

线性项对响应有较大的影响,但是显著性影 响因子的交互效应也会对响应产生一定的影响,

	表6 简化模型的方差分析结果								
Tab. 6	Variance	analysis	s results of	simplified	model				
方差来源	平方和	自由度	均方	F值	P值				
模型	2 139.02	12	178.25	1 692.75	< 0.000 1				
X_1	1 162.54	1	1 162.54	11 039.95	< 0.0001				
X_2	45.64	1	45.64	433.46	< 0.0001				
X_3	629.66	1	629.66	5 979.47	< 0.0001				
X_4	224.60	1	224.60	2 132.93	< 0.0001				
X_1X_2	2.55	1	2.55	24.23	0.0001				
X_1X_3	32.67	1	32.67	310.27	< 0.0001				
X_1X_4	12.77	1	12.77	121.30	< 0.0001				
X_2X_3	2.33	1	2.33	22.11	0.000 2				
X_2X_4	0.5242	1	0.524 2	4.98	0.0394				
X_3X_4	6.60	1	6.60	62.65	< 0.0001				
X_{32}	16.61	1	16.61	157.71	< 0.0001				
X_{42}	1.26	1	1.26	12.00	0.003 0				
残差误差	1.79	17	0.1053						
失拟	1.79	12	0.149 2						
纯误差	0.0000	5	0.000 0						
合计	2 140.81	29							

表7 响应面模型的可信度分析 Tab 7 Credibility analysis of response surface models

14017	ereality analys	is of response surf	acc mouchs ,
模型	R^2	调整 R^2	预测 R^2
全模型	99.94	99.88	99.63
简化模型	99.92	99.86	99.65

因此本工作采用三维图分析显著性影响因子的交 互效应对响应的影响(见图4),每输出两个显著性 影响因子的交互响应时,保持另两个显著性影响 因子水平为0。

由式(5)可知,在交互项中X₁和X₃对响应的影响最明显,其交互效应对响应的影响见图4(b)。

从图4(b)可以看出:在保持轮辐厚度不变时, 响应随轮辐长度的减小而增大;轮辐长度不变时, 响应随轮辐厚度的增大而增大;相较于轮辐长度 处于高水平(82 mm)时,轮辐长度在低水平(62 mm)时,轮辐厚度的增大使响应的增大效果更显 著,且响应在轮辐厚度最大和轮辐长度最小时达 到最大,这也验证了线性项的影响规律。同理,其 他任何两个显著性影响因子的交互效应对响应的 影响规律均与线性项与交互项X₁X₃相似,响应峰值 分别在轮辐厚度最大和非对称弧高度最小[见图4 (a)]、轮辐厚度最大和非对称弧高度最小[见图4 (d))、非对称弧高度最小和聚氨酯剪切模量最大 [见图4(e)]、轮辐长度最小和聚氨酯剪切模量最大 [见图4(f)]时出现。

%



(e) X₂与X₄之间的交互效应

图4 显著性影响因子的交互效应对响应的影响

Fig. 4 Influence of interaction effects of significant influence factors on responses

为了提高轮胎的固有频率,以响应最大值为 优化目标,对响应面模型进行优化求解得到优化 值和对应的显著性影响因子,对优化后的结果进 行仿真分析(对应响应为仿真值),并与未优化时 的原始值进行对比,结果如表8所示。

从表8可以看出:响应仿真值与优化值之间 1.15%的极小误差验证了所选简化模型的准确性, 优化结果与表5中CCD的第26组设计相对应,验证 了4个显著性影响因子对响应影响规律的准确性; 优化后响应仿真值比原始值增大了92.61%。

82

表8 响应面模型的仿真值、优化值和原始值的对比 Tab.8 Comparison of simulated values, optimized values and original values of response surface models

比较项	X_1	X2	<i>X</i> ₃	X4	$f_0/{ m Hz}$	f ₀ 增大比率 ¹⁾ /%
仿真值	5.25	11.25	62	20.78	45.112	1.15
优化值	5.25	11.25	62	20.78	44.599	
原始值	4.25	15	72	16.63	23.422	

注:1)相对优化值的增大百分率。

增大轮辐厚度和聚氨酯剪切模量、减小非对 称弧高度和轮辐长度可使轮胎的固有频率增大, 部分原因是由轮胎的刚度增大所导致。轮胎的刚 度在一定程度上增大会减小轮胎在滚动过程中的 滚动阻力,进而减小油耗;然而轮胎的刚度持续增 大不仅不会持续增大此优势,还会导致轮胎的抓 着性能相对降低,从而影响轮胎的行驶安全性。 从轮胎的振动角度来分析,增大轮辐厚度和非对 称弧高度、减小轮辐长度以及在合理范围内增大 聚氨酯剪切模量会使轮胎的振动得到良好的衰 减,这与增大固有频率时的参数变化有所不同, 因此为增大轮胎的固有频率而使刚度过大可能会 造成轮胎在行驶过程中振动加剧,继而影响车辆 的舒适性和行驶平顺性。由此可知,非充气轮胎 的结构和材料参数的选取要兼顾多方面的振动特 性,不能一味追求单方面的特性优化。

4 结论

选取非充气轮胎的固有频率的影响因子并确 定其取值范围,以能量最高、最容易被激起振动的 零阶固有频率为响应,利用PBD试验从众多影响 因子中筛选出轮辐厚度、非对称弧高度、轮辐长度 和聚氨酯剪切模量4个显著性影响因子,并对其进 行CCD试验与优化分析,探究各显著性影响因子 及其交互效应对响应的影响,得到如下结论。

(1)增大轮辐厚度和聚氨酯剪切模量、减小非 对称弧高度和轮辐长度时,非充气轮胎的固有频 率增大。

(2)两显著性影响因子的交互效应对非充气 轮胎的固有频率的影响也遵循上述规律,且响应在 轮辐厚度最大和非对称弧高度最小、轮辐厚度最 大和轮辐长度最小、轮辐厚度和聚氨酯剪切模量最 大、非对称弧高度和轮辐长度最小、非对称弧高度 最小和聚氨酯剪切模量最大、轮辐长度最小和聚氨 酯剪切模量最大时出现。 本工作为非充气轮胎的合理设计和振动特性 的进一步研究奠定了一定的基础。

参考文献:

[1] 刘晨,李凡珠,卢咏来,等. 非充气轮胎的结构设计与力学性能[J].
 橡胶工业,2021,68(2):83-90.

LIU C, LI F Z, LU Y L, et al. Structural design and mechanical properties of non-pneumatic tire[J]. China Rubber Industry, 2021, 68 (2):83–90.

[2] 李大双. 非充气轮胎结构设计及性能分析[D]. 青岛:青岛大学, 2021.

LI D S.Structure design and performance analysis of non-pneumatic tire[D]. Qingdao: Qingdao University, 2021.

- [3] DU X B, ZHAO Y Q, LIN F, et al.Numerical and experimental investigation on the camber performance of a non-pneumatic mechanical elastic wheel[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2017, 39 (9) :3315–3327.
- [4] 梁政.非充气轮胎的高速振动仿真分析[D].北京:北京化工大学, 2022.

LIANG Z. Simulation analysis of high-speed vibration of nonpneumatic tire[D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology,2022.

- [5] LEE C H, JU J Y, KIM D M. The dynamic properties of a nonpneumatic tire with flexible auxetic honeycomb spokes[C]. Proceedings of 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2012:605–615.
- [6] RUTHERFORD W, BEZGAM S, PRODDATURI A, et al. Use of orthogonal arrays for efficient evaluation of geometric designs for reducing vibration of a non-pneumatic wheel during high-speed rolling[D]. Clemson: Clemson University, 2009.
- [7] NARASIMHAN A. A computational method for analysis of material properties of a non-pneumatic tire and their effects on static load deflection, vibration and energy loss from impact rolling over obstacles[D]. Clemson: Clemson University, 2010.
- [8] ZHANG Z F, FU H X, LIANG X M, et al. Comparative analysis of static and dynamic performance of nonpneumatic tire with flexible spoke structure[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 66 (7–8) 458–66.

[9] 宫少琦,王晖,朱健,等. 轮胎模态分析试验研究[J]. 噪声与振动控制,2019,39(1):99-102.
 GONG S Q, WANG H, ZHU J, et al. The experimental study on tire modal analysis[J]. Noise and Vibration Control, 2019, 39(1):99-102.

- [10] RAMACHANDRAN M, BEZGAM S, THOMPSON L L, et al. On the effects of edge scalloping for collapsible spokes in a nonpneumatic wheel during high speed rolling[C]. Proceedings of 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2009: 685– 697.
- [11] 向仲兵,安子军.鸟巢结构式免充气轮胎固有特性分析[J]. 机械科

学与技术,2022,41(6):948-953.

XIANG Z B, AN Z J. Analysis on inherent characteristics of nonpneumatic tire with bird's nest structure type[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2022, 41 (6) :948–953.

- [12] LEE C H, JU J Y, KIM D M. Vibration analysis of non-pneumatic tires with hexagonal lattice spokes[C]. Proceedings of International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2012:483–490.
- [13] ZHOU H C, LI H Y, MEI Y, et al. Research on vibration reduction method of nonpneumatic tire spoke based on the mechanical properties of domestic cat's paw pads[J]. Applied Bionics and Biomechanics, 2021:1-16.
- [14] 李慧敏,刘宝海,张凯凯,等. 基于高速均匀性数据分析的轮胎的 固有频率测算方法[J]. 橡胶科技,2021,19(1):15-19.
 LI H M, LIU B T, ZHANG K K, et al. Tire natural frequency measurement method based on high-speed uniformity data analysis[J]. Rubber Science and Technology,2021,19(1):15-19.
- [15] 朱新静. 轮胎结构参数对固有频率的影响研究[D]. 青岛:青岛理 工大学,2018.

ZHU X J. Study on the influence of tire structure parameters on natural frequency[D]. Qingdao:Qingdao Technological University, 2018.

[16] 李小娈.子午线轮胎模态特性影响因素的研究[D]. 青岛:青岛科 技大学,2021.

LI X L. Study on the influencing factors of radial tire modal characteristics[D]. Qingdao: Qingdao University of Science and Technology, 2021.

- [17] 贾磊,程海鹰,魏玮,等.响应面法的泡沫沥青发泡控制参数优化[J]. 机械设计与制造,2022,372(2):71-73,77.
 JIA L, CHENG H Y, WEI W, et al. Optimization of foamed bitumen foaming control parameters by response surface method[J]. Machinery Design & Manufacture,2022,372(2):71-73,77.
- [18] 胡秋萍,贾文强,綦耀光,等.应用正交试验分析电示功图影响因子显著性[J]. 石油矿场机械,2019,48(1):1-7.
 HU Q P, JIA W Q, QI Y G, et al. Orthogonal analysis application on the significance analyzing of electrical indicators influence factors[J]. Oil Field Equipment,2019,48(1):1-7.
- [19] 严凌斌,张祝兰,陈洲琴,等. 响应面法优化子囊霉素发酵工艺[J]. 化学与生物工程,2022,39(2):32-36.
 YAN L B, ZHANG Z L, CHEN Z Q, et al. Optimization in fermentation process for ascomycin production by response surface methodology[J]. Chemistry & Bioengineering,2022,39(2):32-36.

收稿日期:2022-07-20

Analysis of Natural Frequency of Non-pneumatic Tire by Response Surface Method

ZHENG Yongliang¹, ZHANG Lingxin¹, ZHOU Haichao^{1,2}, LI Zhao¹, WANG Rongqian² (1. Aeolus Tyre Co., Ltd, Jiaozuo 454003, China; 2. Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: The response surface method was used to analyze the natural frequency of the non-pneumatic tire. The structure and material parameters (the influence factors) which affected the natural frequency of the non-pneumatic tire were selected and their value ranges were determined, the significant influence factors were screened from them, and the construction and optimization analysis of the response surface model were carried out, so as to obtain the influence of significant influence factors on the natural frequency of the non-pneumatic tire. The results showed that the natural frequency of the non-pneumatic tire increased with the increase of the spoke thickness and the polyurethane shear modulus, and the decrease of the asymmetric arc height and the spoke length, while other significant influence factors, the peak natural frequency of the non-pneumatic tire occured when the spoke thickness was the largest and the asymmetric arc height was the smallest, the spoke thickness was the largest, the asymmetric arc height and the spoke length were the largest, the asymmetric arc height was the smallest, the spoke length was the smallest and the polyurethane shear modulus was the largest, the asymmetric arc height and the spoke length were the largest, the asymmetric arc height and the spoke length were the largest, the asymmetric arc height and the spoke length were the largest, the asymmetric arc height and the spoke length were the smallest, the spoke length was the smallest and the polyurethane shear modulus was the largest, the asymmetric arc height and the spoke length were the smallest, the asymmetric arc height and the polyurethane shear modulus was the largest, the asymmetric arc height were the smallest, the asymmetric arc height was the smallest and the polyurethane shear modulus was the largest.

Key words: non-pneumatic tire; natural frequency; response surface method; significant influence factor; structural parameter; material parameter; optimization analysis