

轿车轮胎的固有频率及振型的研究

贺海留 谭 锋* 马良清

(国家轮胎质检中心 100039)

摘要 用加速度计测量悬置轿车轮胎的固有频率和振型,得知斜交轮胎与子午线轮胎两者的固有频率和振型是不相同的。不同气压、不同轮胎规格对其固有频率有影响,经实测证明轿车斜交轮胎也具有多于两个的固有频率及振型。用实测得到的不与地面接触的轮胎固有频率,可用于计算与地面接触的轮胎固有频率。由于斜交轮胎与子午线轮胎的振动特性及固有频率的不同,子午线轮胎在较低速度下的行驶舒适性不如斜交轮胎,故原为斜交轮胎设计的车辆换装子午线轮胎时,必须对车辆的悬架部分进行重新设计与调整。

关键词 轮胎,固有频率,轮胎振型

现代汽车轮胎设计工程师不仅关心轮胎内在质量问题(诸如胎面磨损,橡胶老化,轮胎的牵引力、滚动阻力、制动和转弯性能等),更关心轮胎行驶质量问题(诸如操纵稳定性、行驶舒适性和车内噪声等)。解决后一方面问题的关键是研究从轮胎到车轴间的振动传递。为此,需要对轮胎的固有频率及振型方面的关系进行研究。

轮胎振动可分为胎面、胎侧及胎腔内部的空气三部分的振动,而且胎侧和胎面的振动在不同方向又有不同的振动模式。因此,轮胎有多种固有频率及振型。Yamazaki 和 Akasaka^[1]研究了胎侧的固有频率,而更多的研究者^[2-7]则是对胎面的固有频率及振型进行了研究。正如横梁的振动振型依赖于端部的约束或边界条件一样,轮胎的振动模式依赖于道路和车轴的约束^[8]。Bandel 和 Monguzzi^[9]及 Walker 和 Reeves^[10]在研究公路速度力变量(highway speed force variation)时,测定了轴铰接、接地区固定时轮胎的固有频率。Barone^[11]在研究轮胎的冲击振动时也测定了轴铰接、接地区固定时轮胎的固有频率。Potts 等人^[12]研究了车轴和接地区同时固定时轮胎的固有频率。对于车

轴和接地区同时自由的轮胎固有频率,也有学者进行了研究^[13],但不如以上几种有约束情况下轮胎固有频率的研究详细。为此,本文较系统地研究了车轴和接地区都不受约束时轮胎的固有频率,并对接地轮胎的固有频率进行了理论计算。

1 实验部分

1.1 实验原理

实验是在清华大学汽车系自行研制的轮胎模态试验机上进行的。实验原理如图1所示,由计算机发出扫频信号,激振器对自由悬置的轮胎进行正弦扫描激振,轮胎的响应由加速度计测得,激振力信号与加速度响应信号由计算机采样并存储,并对存储的数据进行频谱分析,就可得到轮胎的频率响应函数曲线,该曲线中的共振频率就是轮胎的固有频率,而轮胎的振型则由轮胎圆周上布置的多个加速度计测得。

计算机发出的信号是预先设置的。由计算机发出一定频带(可设置)的正弦波,以一定的离散化频率离散成可变长度的数据块存储于计算机中。激振时,将此数据由D/A再转换成模拟量进行激振。这样,激振频带、离散频率是可变的,而每段激振时间则是确定

* 现为华南理工大学硕士研究生。

了的, 采样时的采样频率与数据长度、段数也都可以设定。因此, 试验控制很灵活、方便, 并无需进行滤波。

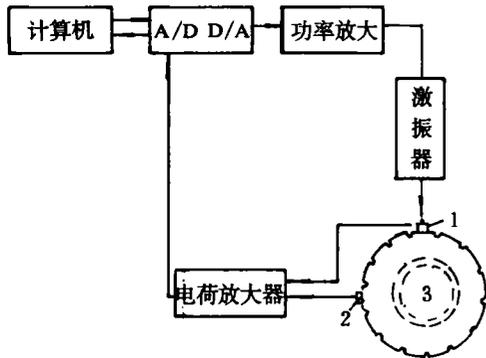


图 1 轮胎频率响应函数测量原理图

1—力传感器; 2—加速度计; 3—轮胎

1.2 实验方案

此次实验中选用了 5.60-13、6.70-13、165/70R13、185/70R13、185/70R14、185/80R14 和 205/70R14 等 7 个规格的轮胎。分析了斜交轮胎和子午线轮胎、同一结构不同规格、同一宽度同系列不同轮辋直径、无内胎轮胎装与不装内胎及这一系列轮胎在不同气压下固有频率变化的趋势。实验方案的宗旨是尽可能详细地研究轿车轮胎径向固有频率的基本变化特征。

2 结果与讨论

2.1 斜交轮胎与子午线轮胎的固有频率与振型

图 2 和 3 分别示出了气压为 210kPa 时 5.60-13 与 165/70R13 两种结构轮胎的频率响应曲线(下简称频响曲线)。由频响曲线共振峰所对应的频率可得出两种轮胎各阶数的径向固有频率, 如表 1 所示。表 1 中的数据表明, 子午线轮胎各阶数的径向固有频率明显低于同阶数的斜交轮胎径向固有频率, 这个结果与众多学者^[14-19]的结果相一致。轮胎的第一(0 阶数)固有频率对车辆的悬架设计具有特别的意义, 因为在正常的使用气压下,

斜交轮胎的第一固有频率高于 100Hz^[18,20], 所以为斜交轮胎设计的汽车悬架的截断频率应高于 100Hz, 不高于 100Hz 的共振通过悬架时就得不到衰减。子午线轮胎的第一个固有频率不高于或稍高于 100Hz, 这样仅以振动的观点而言, 如果是为使用斜交轮胎设计的汽车悬架换装子午线轮胎, 就必须对其悬架部分进行重新设计或调整。

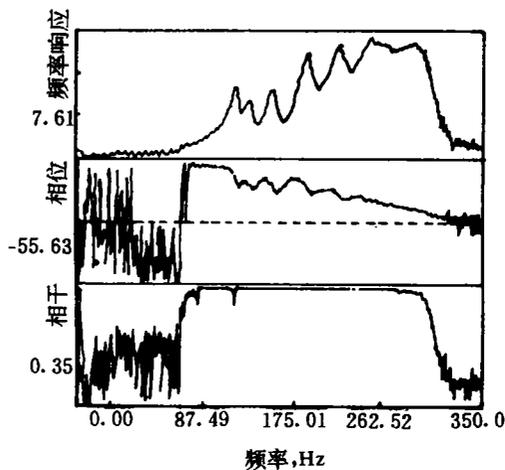


图 2 5.60-13 轮胎的频率响应曲线

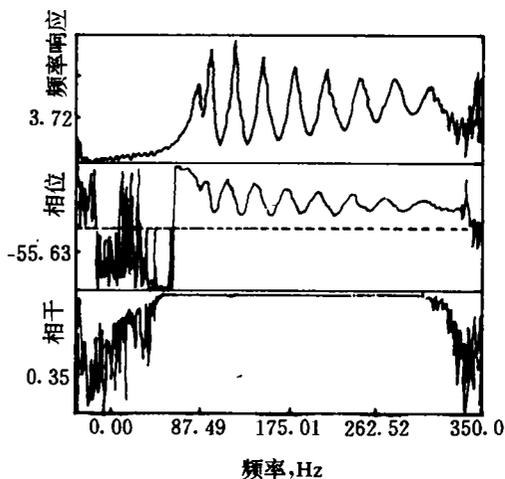


图 3 165/70R13 轮胎的频率响应曲线

图 4 和 5 分别给出了斜交轮胎与子午线轮胎的振型。前者, 我们测得了 0—3 阶数的振型; 后者, 测得了 1—4 阶数的振型。后者的

表1 两种结构轮胎的径向固有频率

阶数	5.60-13 轮胎	165/70R13 轮胎
0	133.30	—
1	145.61	101.17
2	165.44	112.79
3	195.52	133.99
4	222.87	158.60
5	251.58	185.95
6	—	213.98
7	—	243.38

结果与文献7,12,18,21的结果相同,而前者的结果则有所不同。文献18在测量轿车斜交轮胎时,只测 $n=1$ 及 $n=2$ (n 为阶数)时的两个振型及其相对应的固有频率,这可能是当时的测量仪器灵敏度不高所致,因为以后的研究者^[4]在研究载重斜交轮胎时也发现了其具有多于2个的固有频率及振型,因而对当时公认的轿车斜交轮胎只有2个固有频率和振型的观点提出了异议,但未能证实,而我们

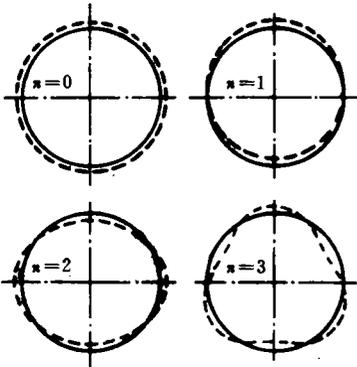


图4 斜交轮胎的振型

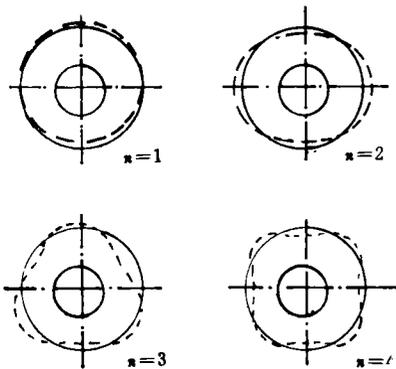


图5 子午线轮胎的振型

的试验结果则予以澄清和证实了。

以上结果说明,在测量轮胎固有频率时,只有同时测量轮胎的振型,才能真实反映出各个固有频率所对应的阶数,第一个固有频率(最低固有频率)并不一定就是其第一阶数固有频率。

斜交轮胎和子午线轮胎对应阶数的振型相同。本试验没有测到子午线轮胎的0阶固有频率及振型,斜交轮胎的固有频率及振型也只测到了4阶。前者可能是因为子午线轮胎的0阶共振非常不明显,后者则是因为斜交轮胎4阶以上的固有频率较高,由于阻尼及振动的叠加,使得较高的固有频率难以测得^[22]。

2.2 气压对轮胎固有频率的影响

表2和3分别给出了斜交轮胎5.60-13和子午线轮胎185/80R14在不同气压时的各阶固有频率。由表2和3中的数据可作出如图6所示的轮胎固有频率随气压变化的曲线,随着气压的增高,轮胎的各阶固有频率逐渐升高,两种结构的轮胎固有频率随气压升高的幅度基本相同,这个结果同文献4,15,16,18,19,22,23的结果相似。

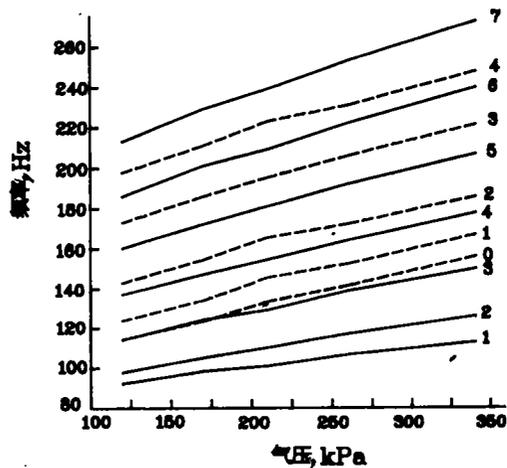


图6 两种结构轮胎固有频率随气压变化的曲线

--- 斜交轮胎; — 子午线轮胎

表 2 5.60-13 轮胎在不同气压时的固有频率

Hz

阶 数	气压, kPa				
	120	170	210	260	340
0	114.16	123.73	133.30	141.51	155.86
1	123.73	133.99	145.61	152.45	166.80
2	142.87	154.50	165.44	172.27	185.95
3	172.96	185.95	195.52	205.77	221.50
4	198.25	211.24	222.87	231.07	248.16

表 3 185/80R14 轮胎在不同气压时的固有频率

Hz

阶 数	气压, kPa				
	120	170	210	260	340
1	92.28	98.43	101.17	106.64	112.79
2	97.75	105.27	110.06	116.89	125.78
3	114.16	124.41	129.20	138.77	149.71
4	136.72	146.98	154.50	164.07	177.74
5	159.97	172.27	180.48	192.10	207.14
6	185.95	200.99	209.19	222.18	239.96
7	213.30	229.02	239.28	252.95	272.28

McGivern 和 Shirk^[24] 用一个集中质量弹簧系统求解出轮胎的固有频率为:

$$f = (\sqrt{K/m})/2\pi \quad (1)$$

式中 f ——轮胎的固有频率;

K ——轮胎径向的当量刚度;

m ——单位长度胎冠的当量质量。

由公式(1)可知,随着气压的升高, K 增大,轮胎的固有频率也随之增高。

2.3 轮胎规格及内胎对固有频率的影响

2.3.1 轮胎规格对固有频率的影响

表 4 给出了不同规格斜交轮胎和子午线轮胎的各阶固有频率(在气压为 210kPa 时),这与众多的研究结果相同^[15,19]。随着轮胎规格的增大,其固有频率向小的方向变化。为了提高可比性,进行比较的轮胎都具有相

表 4 不同规格轮胎的固有频率

Hz

阶 数	斜 交 轮 胎		子 午 线 轮 胎		
	5.60-13	6.70-13	165/70R13	185/80R14	205/70R14
0	133.30	118.94	—	—	—
1	145.61	128.52	101.17	101.17	92.96
2	165.44	149.71	112.79	110.06	111.42
3	195.52	182.53	133.99	129.20	130.57
4	222.87	209.19	158.60	154.50	153.81
5	251.30	—	185.95	180.48	176.38
6	—	—	213.98	209.48	202.36
7	—	—	243.38	239.28	227.65

近的组成结构。

轮胎的固有频率随规格的增大而减小,也可由公式(1)得到解释,因轮胎规格增大,

其单位长度胎冠的当量质量增大,故其固有频率降低。

2.3.2 同一系列同一宽度不同轮辋直径轮胎固有频率的比较

表5给出了185/70R13与185/70R14轮胎在气压为210kPa时的各阶固有频率,因为185/70R14轮胎尺寸大于185/70R13,所以后者较前者有较高的固有频率。

表5 两种规格子午线轮胎的固有频率 Hz

阶数	185/70R13	185/70R14
1	108.00	101.17
2	114.84	108.69
3	137.40	127.83
4	162.70	148.34
5	191.42	172.27
6	220.13	197.57
7	250.90	225.60

2.3.3 无内胎轮胎装与不装内胎的固有频率比较

表6列出了无内胎轮胎185/70R14在装与不装内胎时的各阶固有频率(气压为210kPa时)。由表中的数据可以看出,装内胎时的固有频率明显低于不装内胎时的固有频率。之所以会产生这样的结果,关键是无内胎轮胎装内胎比不装内胎时具有较大的单位长度胎冠当量质量,因而有较小的固有频率。

表6 无内胎轮胎装与不装内胎的固有频率 Hz

阶数	185/70R14 轮胎	
	不装内胎	装内胎
1	101.17	86.13
2	108.69	97.75
3	127.83	115.53
4	148.34	135.35
5	172.27	158.60
6	197.57	183.21
7	225.60	210.56

3 计算

3.1 由不与地面接触轮胎的固有频率计算与地面接触时的轮胎固有频率

以上所测得的固有频率都是轮胎不与地面接触时的固有频率。由于不与地面接触时,

轮胎的对称性不被破坏,可节省计算时间和计算机存贮。这种非接地轮胎模型确实能解决轮胎的一些响应问题,因而一直被人们所研究。但是,这种不与地面接触的假设情况毕竟与轮胎的实际工作情况不符。因此,重要的是如何获得与地面接触时的轮胎固有频率和振型。

Soedel和Prasad^[21]的研究,给出了如下用不与地面接触的轮胎固有频率计算与地面接触时轮胎固有频率的计算公式:

$$\sum_{n=1}^N [1/(f_n^2 - f^2)] = 0 \quad (2)$$

式中 N ——近似项;

f_n ——不与地面接触轮胎的固有频率;

f ——与地面接触轮胎的固有频率。

根据公式(2),由实测的185/70R14无内胎轮胎不与地面接触时的固有频率得到与地面接触时的固有频率如表7所示,接地轮胎的固有频率高于非接地轮胎的固有频率。

表7 185/70R14(装内胎)轮胎接地与非接地时的固有频率 Hz

阶数	f_n	f
1	86.13	94.05
2	97.75	105.12
3	115.53	124.61
4	135.35	145.41
5	158.60	172.32

3.2 第一固有频率对应行驶速度的计算

当轮胎通过接地区传递路面冲击而激发一个连续频谱时,主扰动频率可表示为:

$$f = 1/t = v/l \quad (3)$$

式中 t ——通过的时间;

v ——车辆的速度;

l ——印痕长度。

由公式(3)可导出产生第一共振的临界速度计算公式^[18]:

$$v = fl \quad (4)$$

当气压 $p = 210\text{kPa}$ 时,各种轮胎标准负

荷时的印痕长度如表 8 所示,从而由公式(4)可计算各种轮胎产生第一共振时的临界速度,计算结果也在表 8 中列出了。

表 8 各种轮胎产生第一共振时的临界速度

轮胎规格	印痕长度	第一共振频率	临界速度
	m	Hz	km · h ⁻¹
5.60-13	0.172	133.30	82.5
6.70-13	0.191	118.94	81.8
165/70R13	0.159	101.17	57.9
185/70R13	0.187	108.00	72.7
185/70R14	0.192	101.17	69.8
185/80R14	0.219	101.17	79.7
205/70R14	0.178	92.96	59.6

由表 8 中的计算结果可知,斜交轮胎发生第一个共振时的速度高于子午线轮胎。如果不考虑悬架的作用,仅从产生共振的角度而言,在以较低速度行驶时,安装斜交轮胎的汽车有较好的舒适性。特别是子午线轮胎的 165/70R13 和 205/70R14 规格轮胎,其发生第一共振时的速度低于 60km · h⁻¹,这表明此两种规格的子午线轮胎以城市道路速度的行驶,预期是颠簸的、不舒适性的行驶。斜交轮胎的第一共振发生在 80km · h⁻¹ 速度以上,这能被乘客接受,因为人们预料到只是在高速行驶时会产生颠簸。要改善子午线轮胎的低速行驶所产生的共振对车辆行驶舒适性的影响,就必须对车辆悬架重新进行设计。

汽车悬架与轮胎结构的匹配对于汽车性能的提高是非常重要的,特定的汽车对应于特定的轮胎。为此,国外的汽车生产厂家都有自己专门的轮胎配套厂。70 年代初,美国轿车换装子午线轮胎时,其三个主要汽车公司都对原来装斜交轮胎的悬架进行了大的调整^[20]。目前,我国轿车工业方兴未艾,但汽车行业与轮胎行业的相互沟通甚少,人们对轮胎振动性能的了解还仅限于斜交轮胎。这远不能满足我国轿车轮胎“子午化率”越来越高的要求。正是由于我们对子午线轮胎的基本性能研究得不多,轮胎与汽车不相匹配,导致国内有些引进国外生产技术的汽车厂家进行

检验时,为了整车性能的过关,不得不卸下国产子午线轮胎而换上国外的配套胎。这种严峻的事实,应当引起我国轮胎生产厂家及学者的关注。我们应当着手对子午线轮胎生产技术做更深一步研究的工作,以满足我国汽车工业发展的需要。

4 结论

(1)子午线轮胎发生第一共振时的固有频率及相应速度明显低于斜交轮胎,原安装斜交轮胎的车辆换装子午线轮胎,必须对其悬架部分进行重新设计与调整。

(2)轿车斜交轮胎具有 2 个以上的固有频率及振型。

(3)随着气压的升高,轮胎的各阶固有频率也随之升高。

(4)随着轮胎规格的增大,其各阶固有频率向小的方向变化。

(5)无内胎轮胎装内胎时,其各阶固有频率明显低于不装内胎时的各阶固有频率。因此,无内胎轮胎装上内胎会改变车辆原来的动态特性。

致谢 本研究得到上海正泰橡胶厂、辽宁长征轮胎有限公司及北京清华大学汽车系的大力支持,在此表示衷心感谢。

参考文献

- 1 Yamazaki S, Akasaka T. Twisting stiffness and lateral vibration of a radial tire sidewall. *Tire Science and Technology*, 1988; 16(4): 223—248
- 2 Chiesa A, Oberto L, Tamburini L. Transmission of tyre vibrations. *Automobile Engineer*, 1964; (12): 520—530
- 3 Pacejke H B. Tire in-plane dynamics. In: Clark S K ed. *Mechanics of pneumatic tires*, Washington D C: National Bureau of Standards, 1971: 726—784
- 4 Reiter W F Jr. Resonant sound and vibration characteristics of a truck tire. *Tire Science and Technology*, 1974; 2(2): 130—141
- 5 Kao B G, Kuo E Y, Adelberg M L *et al.* A new tire model for vehicle NVH analysis. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1987; 870424: 2. 228 — 2. 235

- 6 Kung L E, Soedel W, Yang T Y. Free vibration of a pneumatic tire—wheel unit using a ring on an elastic foundation and a finite element model. *Journal of Sound and Vibration*, 1986; 107(2): 181—194
- 7 Soedel W. On the dynamic response of rolling tires according to thin shell approximations. *Journal of Sound and Vibration*, 1975; 41(2): 233—246
- 8 Richards T R, Charek L T, Scavuzzo R W. The effects of spindle and patch boundary conditions on tire vibration modes. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1986; 860243; 2: 19—2: 30
- 9 Bandel P, Manguzzi C. Force variations—forecast of their entity in accordance with speed. *Institution of Mechanical Engineers*, 1983; C279/83
- 10 Walker J C, Reeves N H. Uniformity of tire at vehicle operating speeds. *Tire Science and Technology*, 1974; 2(3): 163—178
- 11 Barone M R. Impact vibrations of rolling tires. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1977; 770612; 2282—2289
- 12 Potts G R, Bell C A, Charek L T *et al.* Tire vibrations. *Tire Science and Technology*, 1977; 5(4): 202—225
- 13 Richards T R, Brown J E, Hohman R L *et al.* Modal analysis of tire relevant to vehicle system dynamics. *Third International Modal Analysis Conference*, Orlando, FL, 1985; 857—863
- 14 Potts G R, Csora T T. Tire vibration studies; the state of the art. *Tire Science and Technology*, 1975; 3(3): 196—210
- 15 酒井秀男. *タイヤ工学*. 东京: 株式会社ゲランプロ出版, 1987; 310—334
- 16 Barson C W, Gough V E, Hutchinson J C *et al.* Tire and vehicle vibration. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1964—1965; 79(Pt2A): 213—234
- 17 Chiesa A. Vibrational performance differences between tires with cross-biased plies and radial plies. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1965; 990B; 1—12
- 18 Potts G R. Application of holography to the study of tire vibration. *Tire Science and Technology*, 1973; 1(3): 255—266
- 19 Scavuzzo R W, Richards T R, Charek L T. Tire vibration modes and effects on vehicle ride quality. *Tire Science and Technology*, 1993; 21(1): 23—29
- 20 Covington J P. Designing suspension systems for radial ply tires. *Automotive Engineering*, 1973; 81(2): 21—26
- 21 Soedel W, Prasad M G. Calculation of natural frequencies and modes of tires in road contact by utilizing eigenvalues of the axisymmetric non-contacting tire. *Journal of Sound and Vibration*, 1980; 70(4): 573—584
- 22 Kung L E, Soedel W, Yang T Y *et al.* Natural frequencies and mode shapes of on automotive tire with interpretation and classification using 3-D computer graphics. *Journal of Sound and Vibration*, 1985; 102(3): 329—346
- 23 Kung L E. Radial vibrations of pneumatic radial tires. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1990; 900759; 1—5
- 24 McGivern J G, Shirk I A. Standing waves in tire. *Society of Automotive Engineers-Paper*, 1977; 770873; 1—3

1994 年全国轮胎技术研讨会论文(三等奖)

Study on Natural Frequencies and Vibration Modes of Passenger Car Tyres

He Hailiu, Tan Feng and Ma Liangqing

(China National Tyre Quality Supervision Test Centre 100039)

Abstract It was found that the natural frequencies and the vibration modes of the bias tyre were quite different from those of the radial tyre by determining the natural frequencies and the vibration modes of the suspending passenger car tyres with an accelerometer. The natural frequencies were influenced by the inflation pressure and the size of the tyre. The test

result showed that the bias passenger car tyre also had more than two natural frequencies and vibration modes. The measured natural frequencies of a suspending tyre could be used to calculate the natural frequencies of the tyre which got touch with the ground. The comfortable ride of the radial tyre was worse than that of the bias tyre at the low speed. Thus, it could be concluded that the suspension of the vehicle had to be redesigned and regulated when the vehicle which used to drive on the bias tyres shifted to drive on the radial tyres.

Keywords tyre, natural frequency, vibration mode of tyre

求Q*星 — 求实求精是求星

沥青清洗剂 QX 系列

国内首创,专用于沥青结焦的清洗,清洗效果高达 85%,解决用户清洗之烦恼。

热油炉清洗剂 QX 系列

国内首创,专用于导热油结焦的清洗,清洗效果高达 90%以上。清洗后恢复热油炉的热效率,节约能源,延长了导热油和热油炉的使用寿命。

高温导热油 QX 系列

采用进口原料和添加剂,性能与国内同类产品相比,使用寿命增加 20%,能耗降低 10%,凝固点达 -20℃。

求星系列产品备有详细产品目录和论文集,欢迎来函索取,来人洽谈业务,代办托运。

Be practical and best quality — Qiuxing's motto.

上海化工研究院浦东实验厂 中外合资上海求星化工有限公司

厂长:鲍求培 BP:4811800-34734 经营厂长:陈洪飞 BP:4811800-34089

厂址:上海浦东新区顾路工业开发区 电话:(021)8631511 邮编:201209

经营部:上海陕西南路 333 号 电话:(012)4310810-19 BP:6965678-17977

邮编:200025