

轮胎滚动温度场分布研究

邢涛,梁英

(桦林轮胎股份有限公司,黑龙江 牡丹江 157032)

摘要:分析了轮胎载荷、内压以及速度对轮胎热生成率的影响,计算了195/60HR14轮胎花纹沟底部、胎肩和胎趾3个热点在不同条件下的热生成率。通过对轮胎表面空气流动形态和速度分布的分析建立了轮胎外表面的热边界模型,并采用该模型预报了195/60HR14轮胎的温度场。

关键词:轮胎;滚动温度场;热生成率;边界条件

中图分类号:TQ336.1 **文献标识码:**A **文章编号:**1006-8171(2001)06-0323-05

随着汽车性能的提高和道路条件的改善,轮胎的破坏逐渐从力破坏为主转化为热破坏为主,破坏点往往是轮胎的热集中点^[1]。轮胎的热学性能成为控制轮胎质量的关键,轮胎热学性能的研究亦成为提高轮胎性能必不可少的手段。

构成轮胎的材料——橡胶及橡胶帘线增强材料是粘弹性材料,在交变载荷作用下,由于滞后损失导致一部分能量耗散,使轮胎内部温度升高,从而加快了轮胎的破坏。轮胎温度场分析的难点在于热生成率的计算和边界条件的确定,而对于轮胎温度场的热传导方程已有比较成熟的有限元解法。

在不考虑轮胎与地面摩擦生热的情况下,影响轮胎温度场分布的因素包括轮胎的生热和轮胎的热边界条件。本工作结合实际算例讨论了影响轮胎热生成率的因素,并建立了轮胎表面热边界模型。

1 轮胎热生成率的影响因素

轮胎热生成率的分析是轮胎力学分析和热学分析的桥梁,但由于粘弹性力学的理论研究和试验方法及手段之间存在严重脱节,无法得到准确的粘弹性本构方程,因此不可能通过对轮胎进行完全的热粘弹性力学分析而得到轮胎

的粘弹性应力-应变场。轮胎热生成率计算的一般方法是先进行轮胎弹性应力-应变场分析,然后将应变能幅值乘以材料的损耗系数得到热生成率。

由轮胎弹性应力-应变场分析可知,交变载荷决定应变能幅值大小。轮胎在滚动过程中由于滚动和接触产生的交变载荷包括:内腔的空气压力;地面的支撑力和轮胎与地面的摩擦力;惯性力;轮胎与轮辋之间力的作用。图1示出了轮胎在滚动1周时轮胎与轮辋之间压应力的变化。图2为195/60HR14子午线轮胎在标准内压下不同下沉量时胎体的应变能密度幅值图,图中数值的大小标志着该处应力-应变变化的激烈程度。

轮胎的生热模型按下式^[2]计算:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta W}{T} = \frac{1}{2} \sigma_0^T \phi \epsilon_0 \omega \quad (1)$$

式中 ΔW ——热量损失;

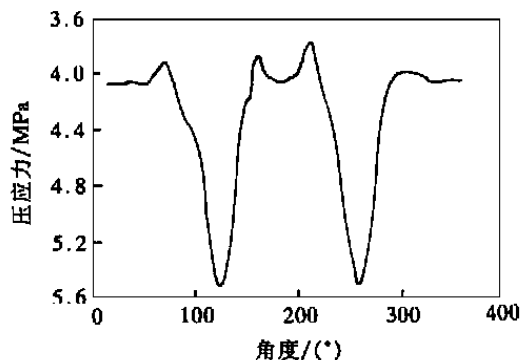


图1 轮胎与轮辋之间的压应力

作者简介:邢涛(1971-),男,山东蓬莱人,桦林轮胎股份有限公司工程师,硕士,主要从事轮胎力学研究工作。

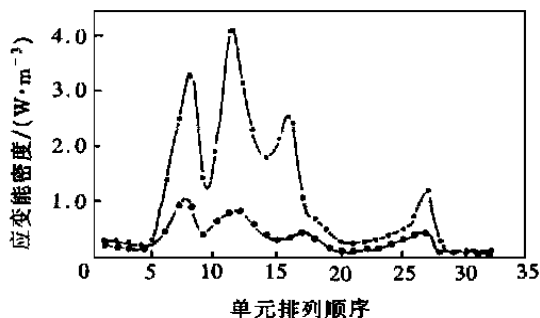


图 2 胎体的应变能密度幅值

○—下沉量 30 mm; ●—下沉量 40 mm

从胎冠中心点到轮辋划分为 0~35 个单元

 T ——转动周期; σ_0 ——单元应力幅值矩阵; ϕ ——损耗矩阵; ε_0 ——单元应变幅值矩阵; ω ——轮胎滚动的角速度。

轮胎在滚动过程中受到的循环应力-应变是典型的非谐变响应。许多人对谐变应力-应变循环下的能量损耗公式在非谐变响应下是否成立的问题进行了研究。Priss^[3,4]指出,脉冲型应力-应变循环比正弦应力-应变循环耗散更多能量。通过傅立叶分析,非谐变的应变可以表示为:

$$\varepsilon_a(t) = \varepsilon_0 \sum_n \left(a_n \sin \frac{2\pi n t}{T} + b_n \cos \frac{2\pi n t}{T} \right) \quad (2)$$

则轮胎在滚动过程中总的生热为:

$$\dot{Q}_a = \frac{1}{2} \varepsilon_0 \phi \sigma_0 \omega \sum_n (a_n^2 + b_n^2) n \quad (3)$$

表 1 给出了不同内腔压力、下沉量及速度条件下轮胎的花纹沟、胎肩和胎趾 3 个生热高温区热生成率的计算值。由表 1 可以看出,随着下沉量、内压及速度的增大,轮胎的热生成率随之升高,但热生成率升高速率不同,在小下沉量、低气压时,花纹沟热生成率最高,随着下沉量、气压升高,胎趾热生成率变得最大。

2 轮胎外表面热边界模型的建立

确定轮胎热边界条件是精确预报轮胎温度场的必要条件。Clark J D 和 Schuring D J^[5]使用试错法对轮胎的散热系数进行了研究,给出了以下结论:

$$h_B = 0.4 h_T, \quad h_S = h_B$$

其中, h_T 为胎冠散热系数, h_B 为轮辋散热系数, h_S 为胎侧散热系数。还给出了如下的经验公式:

$$h_T = 2.2 v^{0.84}, \quad h_S = 2.94 v^{0.46}$$

其中 v 为轮胎的表面速度。

Browne 和 Wickliffe^[6]使用直接测量法测试轮胎的对流换热系数。Clark 的研究只考虑了速度的影响而忽略了其它因素, Browne 虽然考虑了形状, 但将计算平板层流的散热系数公式未经模型化处理直接应用到轮胎上, 计算误差较大。

表 1 195/60 HR14 轮胎在不同下沉量、内压及速度条件下的热生成率

 $\text{kJ} \cdot (\text{m}^3 \text{ s})^{-1}$

项 目	下沉量/ %								
	75			100			125		
速度/($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	80	106	150	80	106	150	80	106	150
75 %气压									
花纹沟	4 858.18	6 333.28	8 772.90	5 671.72	7 374.01	10 180.02	6 131.01	7 953.92	10 951.68
胎肩	2 564.50	3 390.43	4 784.19	3 982.16	5 256.62	7 400.32	5 296.80	6 979.40	9 799.10
胎趾	3 249.82	4 303.02	6 085.08	4 795.83	6 349.84	8 979.12	6 216.37	8 230.45	11 637.94
100 %气压									
花纹沟	5 949.47	7 731.06	10 665.75	6 809.25	8 842.07	12 153.44	10 028.57	9 476.79	12 983.13
胎肩	4 130.42	5 459.87	7 702.04	6 103.17	8 075.52	11 365.67	10 657.67	10 529.22	14 942.02
胎趾	4 751.53	6 291.29	8 896.54	7 191.66	9 545.60	13 497.75	12 685.90	12 596.66	17 811.13
125 %气压									
花纹沟	7 109.35	9 207.31	12 650.32	8 026.90	10 361.22	14 180.11	8 651.52	11 133.59	15 186.36
胎肩	6 228.06	8 230.86	11 606.32	8 871.29	11 706.62	16 602.53	1 442.17	15 094.98	21 610.56
胎趾	6 717.44	8 894.10	12 576.83	10 131.24	13 413.51	18 966.41	13 620.55	18 032.61	25 511.18

在建立轮胎外表面模型时,对轮胎外表面空气流场的分析是一个比较困难的问题,但从换热角度考虑可以不进行流场分析,只需要确定轮胎外表面的空气流动形态是层流还是湍流。影响轮胎散热的主要因素包括轮胎表面的空气边界层流动形态和轮胎表面与空气的相对速度。

轮胎的外表面可分为胎冠和胎侧两部分。在建立轮胎外表面模型时,以平板边界层模型为基础。平板流动层边界层的形成是在来流平行于平板的情况下,由于粘滞力的作用在边界层中形成速度梯度,不同速度层之间相对滑动,形成了导热较差的空气薄层,该空气薄层阻碍了平板与空气的换热,此时的平板与空气的散热系数较小。在边界层湍流区,这层导热较差的空气薄层被破坏,平板与空气之间能够充分换热,散热系数明显提高。在胎冠表面是否也会形成平行于胎冠表面且相对滑动的导热较差的空气薄层呢?胎冠表面近似于圆柱形,对于某一确定点,其速度的大小和方向随时间而改变,位置也随轮胎的转动作周期性变化,同时考虑表面花纹不规则形状的影响,可以认为在胎冠表面不会形成相对滑动的空气薄层。图3示出了胎侧上一个控制体随轮胎滚动时的位置变化。控制体在a、b和c位置时,控制体内部空气的速度方向和大小不同。胎冠与胎侧垂直,在轮胎向前滚动时,胎冠处的空气被挤压到胎侧,这些被挤压的空气破坏了平行于胎侧流动的空气层之间的相对滑动,形成了扰动气流。轮胎花纹的不规则形状也会产生扰动气流。扰动气流使胎侧表面无法形成相对滑动导热较差的空气薄层。

轮胎表面各点的速度是轮胎平动速度 v_e 和该点转动速度 ωr 的矢量和,轮胎表面的速度分布见图4, θ 为轮胎平动速度和转动速度法向的夹角。假定空气静止不动,则轮胎表面速度 v 即是轮胎与空气的相对速度,计算公式如下:

$$v = \sqrt{v_e^2 + \omega^2 r^2 + 2\omega v_e r \sin\theta} \quad (4)$$

湍流时的散热系数计算公式如下^[7]:

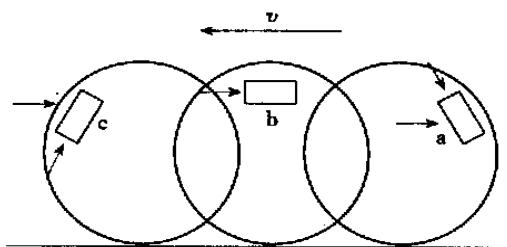


图3 胎侧表面空气流动示意

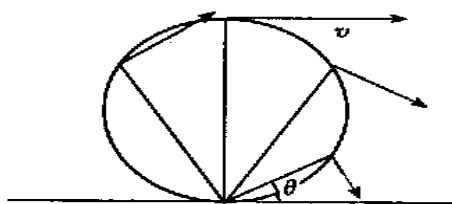


图4 轮胎表面速度分布

$$h = a_0 + a_1 v + a_2 v^2 \quad (5)$$

式中, h 为散热系数, v 为空气与轮胎表面的相对速度, a_0 , a_1 和 a_2 为待定系数。

轮胎表面的散热系数是速度 v 的函数,而轮胎表面任意一点的速度在轮胎滚动过程中作周期性变化,在轮胎温度场计算时将轮胎某一点在转动1周时散热系数的平均值作为该点的散热系数,计算如下:

$$h = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (a_0 + a_1 v + a_2 v^2) d\theta \quad (6)$$

图5所示是根据公式(6)计算得到的195/60HR14轮胎在不同速度下从轮辋到胎冠中心的散热系数。

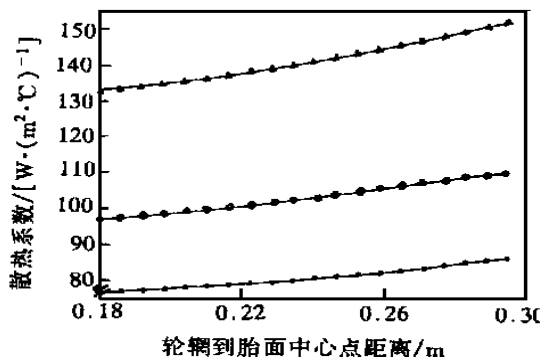


图5 195/60 HR14 轮胎外表面散热系数与速度和位置的关系

—150 km h⁻¹; ○—106 km h⁻¹; ●—80 km h⁻¹

3 实例

图 6 和 7 分别为 195/60HR14 轮胎在标准载荷下速度为 $96 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时的热生成率密度图和温度场分布图。从图 6 可以看出,轮胎有 3 个大的生热区:胎趾、胎肩和花纹沟底部。这也表明这 3 个区应力-应变变化比较剧烈。由图 7 可以看出,轮胎有两个高温区:胎趾处和胎肩处。花纹沟处由于处于轮胎外表面,热量无法聚集,温升不大。

表 2 给出了 195/60HR14 轮胎 3 个热点温度随下沉量、速度以及内压的变化情况。从表 2 可以看出,随着下沉量、内压及速度的增大,热点温度随之升高,最高温度在胎肩处。

轮胎常见的破坏模式包括胎圈部位裂口、胎肩脱层和花纹块剥落。温度场预报可以分析这 3 种破坏模式的原因,该处温度高,应力-应变变化激烈,造成材料易老化,使材料性能下降,同时此处易生成疲劳裂纹,裂纹生成后扩展速度比较快。

4 结语

分析表明,影响轮胎温度场分布的因素包

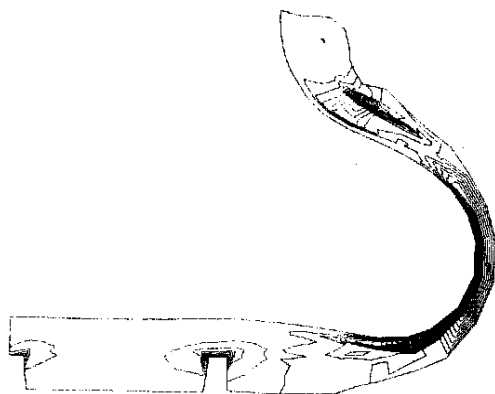


图 6 195/60HR14 轮胎热生成率密度

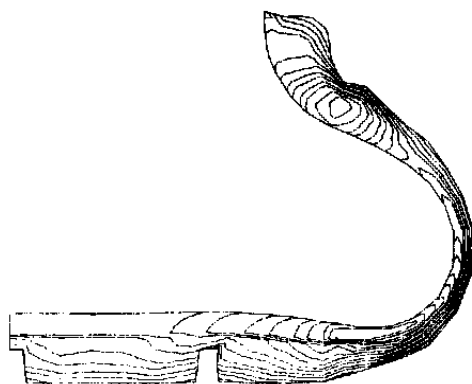


图 7 195/60HR14 轮胎温度场分布

表 2 195/60HR14 轮胎 3 个热点在不同下沉量、内压及速度条件下的温度变化

项 目	下沉量/ %								
	75			100			125		
速度/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	80	106	150	80	106	150	80	106	150
75 % 气压									
花纹沟底部	46.08	47.92	49.90	48.67	50.61	52.66	50.63	52.62	54.68
胎肩高温区	44.74	50.86	59.56	54.69	62.89	74.82	63.30	72.97	87.11
胎趾高温区	45.92	51.20	58.57	54.91	61.79	71.52	62.92	71.01	82.49
100 % 气压									
花纹沟底部	49.49	51.50	53.61	52.22	54.33	56.48	55.83	56.70	58.87
胎肩高温区	51.85	59.87	71.68	63.75	74.39	90.16	75.37	87.95	111.47
胎趾高温区	50.86	57.09	65.90	61.25	69.34	80.80	71.46	80.81	94.54
125 % 气压									
花纹沟底部	52.93	55.08	57.27	55.84	58.04	60.28	58.35	60.60	62.91
胎肩高温区	60.63	70.99	86.59	74.75	88.15	111.76	88.34	104.71	137.40
胎趾高温区	56.50	63.80	74.20	68.75	78.10	91.54	80.27	91.46	112.71

括轮胎的生热和轮胎的热边界条件。轮胎的内腔压力、载荷以及速度影响轮胎的热生成率和温度场分布,轮胎表面散热系数随轮胎滚动速度的提高而增大。

精确预报轮胎温度场为分析轮胎破坏原因

提供了依据,为改善轮胎性能、设计高性能轮胎提供了保障。

参考文献:

- [1] Medalia A I. Heat generation in elastomer compounds: causes and effects[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1991, 64:

- 481-491.
- [2] 危银涛. 轮胎热力学分析及耐久性评价[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,1998.
- [3] Priss, Shumskaya A. G. Elastic properties and mechanical losses in rubber in complex stressed state[J]. Tire Science and Technology, 1991, 19(2): 100-120.
- [4] Priss, Shumskaya A. G. Mechanical losses in rubber under loading conditions typical of tires in service[J]. Tire Science and Technology, 1988, 16(3): 171-186.
- [5] Clark J. D., Schuring D. J. Load speed and inflation pressure effects on rolling loss distribution in automobile tires[J]. Tire Science and Technology, 1988, 16(2): 78-95.
- [6] Browne A. L., Wickliffe L. E. Parametric study of convective heat transfer coefficients at the tire surface[J]. Tire Science and Technology, 1980, 8(3): 37-67.
- [7] 邢 涛. 轮胎热边界研究及稳态温度场分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2000.

收稿日期:2000-12-20

Study on temperature profile of rolling tire

XIN G Tao, LIANG Ying

(Hualin Tire Co., Ltd., Mudanjiang 157032, China)

Abstract: The effect of the load, inflation pressure and speed on the heat build-up of tire was investigated, and the heat build-up at the groove bottom, shoulder and toe of 195/60HR14 tire under the different conditions was calculated. A thermoboundary model of tire outer surface was established based on the analysis. The temperature profile of 195/60HR14 tire was predicted by the model.

Keywords: tire; temperature profile; heat build-up; boundary condition

2001 年全国橡胶行业及相关行业市场 研讨会会议通知

2001 年是新世纪的第一年,也是“十五”的第一年,中国即将加入 WTO,经济运行规则也将纳入全球经济一体化的范畴。为了满足广大橡胶企业及相关企业对国内外橡胶产品市场信息的需求,并使广大企业全面、深入了解“十五”期间中国橡胶行业及相关行业的发展趋势和市场动态,迎接新的挑战,全国橡胶工业信息总站和中国橡胶市场信息网决定于 2001 年 7 月 10 日在山东烟台召开“全国橡胶行业及相关行业市场研讨会”。

会议特别邀请了国家经贸委和国家物资信息中心的相关领导及橡胶行业的著名专家到会作报告。本次研讨会是近年来我国橡胶行业及相关行业内容丰富、规格较高的一次研讨会。欢迎橡胶企业及相关企业的领导、技术人员及供销人员参加会议。

会议主要内容:

“十五”期间我国橡胶行业的发展方向及设想;2001 年我国橡胶市场动态及发展趋势;2001 年橡胶用原材料国内外市场行情;汽车的发展对橡胶行业的需求及市场动态;2001 年轮胎市场动态及入世的影响;轮胎新产品开发及加快子午化进程;摩托车胎及自行车胎的新产品开发及市场走势;胶管、胶带及其它橡胶制品的市场及入世的影响;橡胶机械及测试仪器的开发及市场走势;废胶的再生利用及发展趋势;国内外橡胶制品、助剂、生胶、机械设备及测试仪器的新产品发布等。

联系地址:北京西郊半壁店北京橡胶工业研究设计院内全国橡胶工业信息总站(100039)

联系人:赏 琦,杨 静;电话:010-68164371

传真:010-68164371; E-mail rubber @ cr-minet.net.cn