

汽车车轮结构强度分析*

STRUCTURE STRENGTH ANALYSIS OF AUTOMOTIVE WHEELS

王霄锋** 王波 赵震伟 管迪华

(清华大学汽车工程系, 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084)

WANG Xiaofeng WANG Bo ZHAO Zhenwei GUAN Dihua

(Department of Automotive Engineering, State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy Conservation, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

摘要 针对车轮动态弯曲疲劳试验建立了两种轿车车轮的静态线性有限元模型, 它们可以有效地用来确定车轮结构的危险点, 即结构中计算应力(von Mises 应力)比较大的点。结构危险点的计算应力反映该处的应力集中程度。对车轮结构上计算应力较大的测点进行实验应力分析, 验证有限元分析结果。对结构危险点的应力状态进行分析, 有助于预测车轮疲劳裂纹的发生方向和引起疲劳损伤的主要应力循环, 在所研究的车轮结构也就是沿着车轮径向的正应力变程。分析还表明, 在动态弯曲疲劳试验中, 车轮结构各点所承受的可能是非对称应力循环。

关键词 汽车 车轮 有限元分析 疲劳 应力集中

中图分类号 U463.31 U463.34 U461.99

Abstract The finite element models of two car wheels of different design are constructed based on the wheel dynamic cornering fatigue test. The models can be used to effectively determine the critical points in the wheel structure, that is, the points on which the calculated stresses (von Mises stresses) are large. And the calculated stresses with the model reflect the stress concentration on the critical points. The analysis results are proved by making experimental stress analysis on the structure critical points. The stress states on the structure critical points are analyzed, which is helpful in predicting the direction the fatigue crack initiates and the major cyclic loads causing the fatigue damage. The major cyclic loads are found to be the normal stress ranges in the radial direction of the wheel studied. The analysis also shows that the cyclic loads causing the fatigue damage of the wheel structure may be asymmetrical in the wheel dynamic cornering fatigue test.

Key words Automobile; Wheel; Finite element analysis; Fatigue; Stress concentration

Correspondent: WANG Xiaofeng, E-mail: wangxf60@mail.tsinghua.edu.cn, Fax: +86-10-62782949

Manuscript received 20000925, in revised form 20001113.

1 引言

车轮是汽车的重要部件, 汽车与地面之间的所有相互作用力和力矩(例如驱动力、制动力、侧向力、垂直力、回正力矩等)都通过车轮传递, 所以车轮对汽车的多种性能有重要影响, 特别是安全性和可靠性。除此之外, 车轮还是汽车外观的重要组成部分。普通意义上的车轮包括橡胶轮胎和金属轮辋—轮辐总成两大部分。下面所提到的和研究的车轮只是其中的金属轮辋—轮辐总成。车轮的技术发展方向是在保证足够强度和可靠性的前提下, 尽可能减轻其质量和美化其外观。某车轮制造厂生产钢制车轮, 为改善其外观, 对原有产品的结构进行了改变, 图1示出新、老结构车轮的示意图, 它们都是用钢板冲压、焊接而成的轿车车轮。结果发现, 新结构车轮达不到动态弯曲疲劳试验的标准。本文正是针对该新结构车轮的结构改进问题进行研究的。

2 车轮结构的有限元建模

车轮动态弯曲疲劳试验是国际上通行的、标准的试验方法, 也被我国作为国家标准(中华人民共和国国家标准 GB/T 5334—1995, 轿车钢制车轮性能要求和试验方法)采用, 用于检验车轮产品的耐久性与可靠性。

为了能够快速、有效、低成本地实现车轮结构的改进, 提高车轮疲劳寿命, 国内、外一般都采用有限元分析方法来指导车轮结构的改进设计过程, 针对动态弯曲疲劳试验建立车轮的有限元模型^[1~3]。

由于车轮的几何形状复杂, 作者认为, 其中的应力集中导致局部高应力区可能是使车轮发生疲劳损坏的主要原因, 可以采用改进结构局部几何形状的方法来提高车轮疲劳寿命。所以, 本文的研究方法是根据车轮动态弯曲疲劳试验中的加载和约束边界条件建立车轮的静态线性有限元模型, 以快速发现结构中的高应

* 20000925 收到初稿, 20001113 收到修改稿。

** 王霄锋, 男, 1960年1月生, 河北省深泽县人, 汉族。清华大学汽车工程系副教授, 博士。研究方向为汽车及其零部件的疲劳和可靠性试验与分析、统计质量控制、汽车转向系统分析与设计。

新结构车轮的有限元建模方法与此类似。

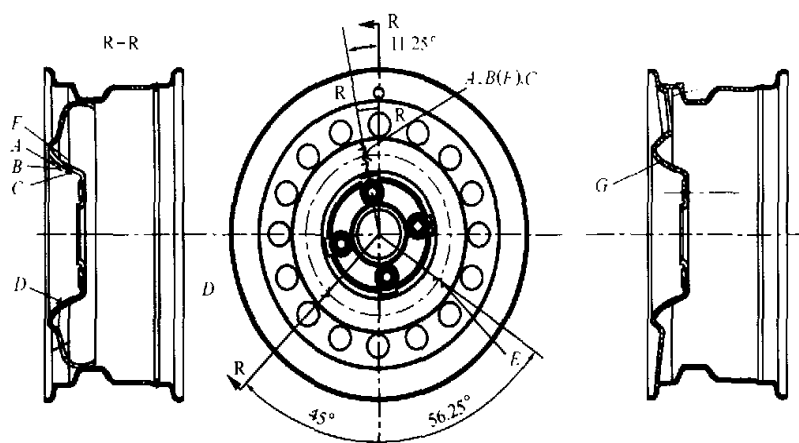
3 车轮结构有限元模型计算结果及其分析

由于车轮几何形状复杂,在试验载荷作用下结构处于复杂应力状态,所以用 von Mises 应力作为计算应力。图1示出有限元分析确定的最大应力点,其中老结构车轮的最大应力点在轮辐上的A点附近,最大计算应力值为335 MPa;新结构车轮的最大应力点G也在轮辐上,最大计算应力值为550 MPa。所用轮辐

材料的强度极限 $\sigma_b \approx 450$ MPa, 屈服极限 $\sigma_s \approx 340$ MPa,即使考虑到在轮辐成型过程中由于冷作硬化会使材料的屈服极限 σ_s 有所提高,但也不会超过强度极限 $\sigma_b \approx 450$ MPa。所以,新结构车轮中的最大计算应力550 MPa是非真实的,它是在线性假设条件下计算出来的,只取决于结构几何形状和所取的、认为不变的材料弹性模量,而材料性能实际上已经进入非线性区域。这个计算应力实际上反映该处的理论应力集中系数较大,该处可能是疲劳裂纹首先出现的区域。在实际进行的动态弯曲疲劳试验中,无论是老结构的轮辐还是新结构的轮辐,上述最大计算应力点正是最常发生疲劳裂纹的区域。这表明,利用上述静态线性有限元分析方法确定疲劳裂纹易发区域是有效的。而且,新结构车轮的最大计算应力明显高于老结构车轮,其疲劳寿命也明显低于老结构车轮,不及老结构车轮寿命的四分之一。这也表明,通过局部几何形状修改,降低上述危险点的最大计算应力,也就是缓和应力集中,是提高疲劳寿命的有效途径。对经过上述修改的车轮结构建立类似的有限元模型,可以通过观察结构危险点上最大计算应力降低的程度来检验所做结构修改的有效性。

4 车轮结构的静态实验应力分析

为了检验有限元分析结果的正确性和分析车轮结构的应力状态,进行了静态实验应力分析。装夹、加载方式与工厂所采用的动态弯曲疲劳试验系统相同,只是在试验中车轮不旋转。由于车轮结构形状复杂,在试验载荷作用下结构处于复杂应力状态,所以采用45°角应变花测量结构应力。图1示出在老结构车轮上粘贴各个应变花的位置,它们是有限元分析给出的计算



老结构车轮 (Wheel of old structure)

新结构车轮 (Wheel of new structure)

A, B, C, D, E, F, G 是为进行实验应力分析而粘贴的应变花
A, B, C, D, E, F, G are the strain rosettes for experimental stress analysis

图1 新、老结构车轮

Fig.1 Structures of the old and new wheels

力区,为进行局部几何形状改进,降低这些区域的应力集中,提高疲劳寿命创造条件。

应用有限元分析软件包 Algor 分别建立新、老结构车轮的有限元模型。由于新、老结构车轮都是用钢板冲压、焊接而成,且钢板较薄——厚度为2.65 mm至4.60 mm,所以建模采用板壳单元。材料弹性模量取为 2.07×10^5 MPa,泊松比取为0.3。

图2示出老结构车轮的有限元模型,其中对轮辐两侧板壳单元的所有结点的6个自由度都加以约束;建立加载轴的有限元模型,加载轴的长度为0.57 m,在其末端施加载荷(4 420 N的力平均分配,施加在轴末端的各个结点上),以尽可能逼真地模拟实际试验中的情况。鉴于在动态弯曲疲劳试验中疲劳裂纹都出现在几何形状复杂的轮辐部分,所以该处单元划分较细,其他部分划分较粗,特别是加载轴的单元划分更粗,因为对其应力分布不感兴趣,只是利用其施加载荷。在建模中尽可能利用精度较好的四边形板壳单元,只是在一些不太重要的粗、细单元过渡处利用三角形单元。

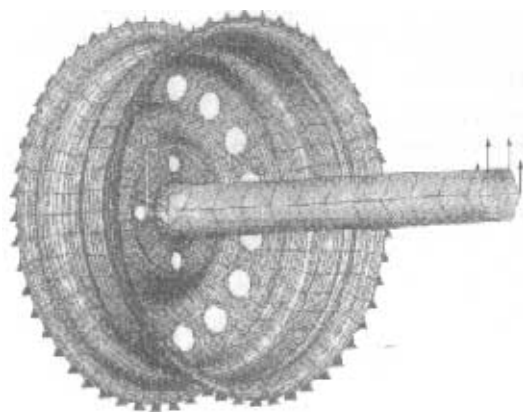


图2 老结构车轮的有限元模型

万方数据

应力较大的点。在车轮正面共贴有 A、B、C、D、E 五个应变花,其中 A 点最靠近最大计算应力点;在与 B 点相对的钢板背面贴有应变花 F。图 3 示出各个应变花中三个应变计的布置,其中 2 号应变计方向沿着圆周切线方向,也就是 X 轴方向,Y 轴方向总是沿从车轮中心向外;1 号应变计方向与 X 轴方向成 +45°角;3 号应变计方向与 X 轴方向成 -45°角。

测量各个应变花信号的方法:首先转动车轮使某个应变花处于最低位置(下方向),测量其信号;然后将车轮沿顺时针方向依次旋转 90°、180°和 270°,分别测量该应变计在这些位置(左方向、上方向和右方向)时的信号。为改善测量准确度,各个应变花在每个位置都重复测量两次信号,取其平均值作为测量值。表 1 示出各个应变花的测量值和利用其计算出的 von Mises 应力。计算公式如下^[4]

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{2(1-\mu)}(\epsilon_1 + \epsilon_3) \pm \frac{E}{\sqrt{2}(1+\mu)}\sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + (\epsilon_3 - \epsilon_2)^2} \quad (1)$$

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2]} \quad (2)$$

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\mu^2}[(1-\mu)\epsilon_2 + \mu(\epsilon_1 + \epsilon_3)] \quad (3)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1-\mu^2}[-(1-\mu)\epsilon_2 + (\epsilon_1 + \epsilon_3)] \quad (4)$$

$$\tau_{xy} = -\frac{E}{2(1+\mu)}(\epsilon_1 - \epsilon_3) \quad (5)$$

$$\tan(2\theta) = -2\tau_{xy}/(\sigma_x - \sigma_y) \quad (6)$$

其中 ϵ_1 是 1 号应变计的测量值, ϵ_2 是 2 号应变计的测量值, ϵ_3 是 3 号应变计的测量值, σ_v 是 von Mises 应力, 弹性模量 $E = 2.07 \times 10^5$ MPa, 泊松比 $\mu = 0.3$ 。

表 2 示出有限元计算 von Mises 应力相对于测量值(如表 1 所示)的相对误差。从表 2 所示的计算应力相对误差项可以看出,对于应力绝对值较大的 A、B 两个测点,相对误差都在 15% 以内,特别是对应力水平

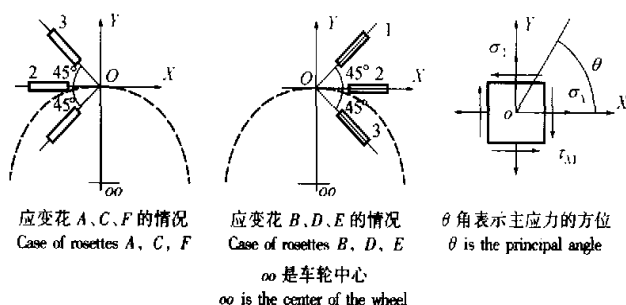


图 3 应变花中各个应变计的方向
Fig.3 Direction of each strain gauge of the strain rosette

最高的上、下方向两个位置,相对误差不到 10%,这表明所建立的有限元模型可以比较准确地求出结构危险点的应力值,比较可靠地确定结构危险点的位置。对于比较靠近车轮中心的 C 点,相对误差较大,这可能与应力绝对值较小有关。另外,如表 1 所示,对于径向位置相近的 B、D、E 三点,在应力水平最高的上、下方向两个位置时,它们之间的测量值差别不大;而在应力水平较低的左、右方向两个位置时,它们之间的测量值差别较大。所以,一般当应变花处于左、右方向位置时相对误差较大,其原因可能是其应力绝对值较小,并且对试验时车轮放置的角位置误差较敏感。实际上,在所作的试验中确实不能比较准确地确定车轮的角位置,这是一个试验误差来源。

从表 1 可以看出,对于 B、F 两个应变花(B 贴在车轮钢板的外表面,F 贴在与 B 相对的內表面),在应力水平最高的上、下两个位置时,F 点的测量应力都比 B 点的相应测量应力大。这表明,在试验中车轮內表面材料的应力大于外表面,疲劳裂纹将首先在车轮內表面出现。这与试验结果是吻合的,在动态弯曲疲劳试验中疲劳裂纹确实首先在车轮內表面出现。

从表 1 和表 2 还可以看出,对于各个测点,当它们处于下方向和上方向位置时,其应力水平最高。同时,对于各个测点,当它们处于上方向位置时其测量应力以及计算应力水平都明显比处于下方向位置时高。这表明在动态弯曲疲劳试验中,车轮结构中各点所承受的是非对称应力循环。

表 1 各个应变花的测量值 $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ ($\mu\epsilon$) 和利用它们计算出的 von Mises 应力 σ_v (MPa)

Tab.1 The measured strain values $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ ($\mu\epsilon$) of each rosette and the corresponding von Mises stress σ_v (MPa)

应变计位置	下方向				左方向				上方向				右方向			
应变计信号	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	σ_v	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	σ_v	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	σ_v	ϵ_1	ϵ_2	ϵ_3	σ_v
应变花 A	-834	-721	-838	249.2	39	-385	-529	113.5	1069	917	1125	328.3	-544	-208	187	114.1
应变花 B	-536	-173	-425	166.2	36	-232	-358	74.8	685	153	669	246.9	-442	-152	212	96.9
应变花 C	-87	-18	-111	37.0	194	-181	-219	73.6	221	-99	280	121.8	-175	-188	228	81.5
应变花 D	-471	-69	-310	147.3	-305	-103	294	86.9	582	189	931	277.2	178	-23	-165	48.0
应变花 E	-497	-55	-304	154.3	102	-81	-182	42.4	603	162	773	251.0	-331	-23	343	93.3
应变花 F	668	1	418	222.1	193	-21	91	63.1	-872	37	-547	297.3	126	-19	144	58.3

表 2 有限元计算 von Mises 应力 σ_{ve} (MPa) 相对于测量值 σ_v (MPa) (如表 1 所示) 的相对误差 $ER = 100(\sigma_{ve} - \sigma_v)/\sigma_v (\%)$
Tab.2 The calculated von Mises stress σ_{ve} (MPa), measured values σ_v (MPa) (as shown in Tab.1), percent error $ER = 100(\sigma_{ve} - \sigma_v)/\sigma_v (\%)$

应变花	A			B			C		
	σ_{ve}	σ_v	ER	σ_{ve}	σ_v	ER	σ_{ve}	σ_v	ER
下方向	241.1	249.2	-3.3	162.6	166.2	-2.2	45.7	37.0	23.5
左方向	97.9	113.5	-13.7	82.6	74.8	10.4	62.9	73.6	-14.5
上方向	300.7	328.3	-8.4	228.7	246.9	-7.4	130.0	121.8	6.7
右方向	97.9	114.1	-14.2	82.6	96.9	-14.8	62.9	81.5	-22.8

表 3 随着车轮转动当 A、F 点分别处于下方向、左方向、上方向和右方向位置时的应力状态
(σ_1, σ_2 是主应力; σ_x, σ_y 是正应力, τ_{xy} 是切应力, θ 角表示主应力的方位)

Tab.3 The stress states of point A and F in the wheel structure when they are in the lower, left, upper, and right positions as the wheel rotates
(σ_1, σ_2 —principal stresses; σ_x, σ_y —normal stresses, τ_{xy} —shear stress, θ —orientation angle of principal stress. Stress unit: MPa; angle unit: DEG)

应变花	A						F					
	σ_1 /MPa	σ_2 /MPa	σ_x /MPa	σ_y /MPa	τ_{xy} /MPa	$\theta/(^\circ)$	σ_1 /MPa	σ_2 /MPa	σ_x /MPa	σ_y /MPa	τ_{xy} /MPa	$\theta/(^\circ)$
下方向	-228.9	-265.5	-228.9	-265.5	-0.3	0.5	249.1	72.0	74.3	246.9	-19.9	-6.5
左方向	-22.0	-122.9	-94.7	-50.2	-45.2	-31.9	69.2	14.8	16.0	67.9	-8.1	-8.7
上方向	353.4	295.4	295.7	353.1	4.5	4.4	-88.2	-331.5	-90.9	-328.7	25.9	-6.1
右方向	5.6	-111.2	-57.5	-48.1	58.2	42.7	64.5	15.4	15.4	64.4	1.4	1.7

5 车轮结构应力状态分析

为了初步研究车轮在动态弯曲疲劳试验中所承受的应力循环情况和疲劳破坏的机理,应用测量应力数据对老结构车轮上应力水平比较高的 A、F 点的应力状态进行分析,即确定随着车轮转动,当 A、F 点分别处于下方向、左方向、上方向和右方向位置时的应力状态。分析应用的公式为式(1)至式(6),坐标系如图 3 所示。表 3 示出分析结果。

从表 3 可以看出,当 A、F 处于应力水平最高的下方向、上方向位置时,主应力方向与正应力 σ_x, σ_y 之间的夹角 θ 较小(不超过 6.5°),并且主应力 σ_1, σ_2 与正应力 σ_x, σ_y 在数值上相当接近。所以,可以相当好地近似认为正应力 σ_x, σ_y 就是主应力,而且它们的极性保持相同,分别处于双向压缩和双向拉伸应力状态。还可以看出,当 A、F 点从下方向转动到上方向位置时,Y 方向的应力变程较大,分别为 $(353.1 + 265.5) = 618.6$ (A 点)和 $(328.7 + 246.9) = 575.6$ (F 点);X 方向的应力变程较小,分别为 $(295.7 + 228.9) = 524.6$ (A 点)和 $(90.9 + 74.3) = 165.2$ (F 点)。这表明,在动态弯曲疲劳试验中,车轮结构危险点在 Y 方向,也就是沿着车轮径向方向,所受到的疲劳损伤最大。这与试验结果是吻合的,在动态弯曲疲劳试验中车轮多在 A 点附近发生沿着圆周方向的裂纹。所以,上述车轮结构应力状态分析有助于预测车轮疲劳裂纹的发生方向和引起疲劳损伤的主要应力循环,在本问题中也就是沿着车轮径向的正应力变程。但是,上述应力变程是在静态加载情况下得到的,在数值上可能与在动态弯曲疲劳试验中的有一定差别。

万方数据

6 结论

1)针对动态弯曲疲劳试验所建立的车轮静态线性有限元模型,可以有效地用来确定车轮结构的危险点,即结构中计算应力(von Mises 应力)比较大的点。结构危险点的计算应力反映该处的应力集中程度。这为采用局部几何形状修改,降低危险点的应力集中,提高疲劳寿命提供了依据。对经过上述修改的车轮结构建立类似的有限元模型,可以通过观察结构危险点上最大计算应力降低的程度来检验所做结构修改的有效性。

2)对车轮结构上计算应力较大的测点所进行的实测应力分析表明,当它们处于上方向和下方向位置时应力水平最高,并且与有限元计算值比较接近,但应力是不对称的。这表明,在动态弯曲疲劳试验中,车轮结构中各点所承受的可能是非对称应力循环。

3)所做的结构危险点应力状态分析有助于预测车轮疲劳裂纹的发生方向和引起疲劳损伤的主要应力循环,在所研究的车轮结构也就是沿着车轮径向的正应力变程。本文所作研究工作为进一步研究车轮结构的疲劳损伤机理和结构改进方法打下了一定基础。

References

1 Ruesner M, DeVries R I. Finite element analysis and structural optimization of vehicle wheels. SAE technical paper 830133. Warrendale, Pennsylvania, U.S.A.: Society of Automotive Engineer, Inc., 1983. 1~18.
2 Ridha R A. Finite element stress analysis of automotive wheels. SAE technical paper 760065. Warrendale, Pennsylvania, U.S.A.: Society of Automotive Engineer, Inc., 1976. 1~8.
3 Noda T, Ueki N, Komatsu H, et al. Development of aluminum disc wheel for truck and bus. SAE technical paper 820343. Warrendale, Pennsylvania, U.S.A.: Society of Automotive Engineer, Inc., 1983. 1~21.
4 Dally J W, Riley W F. Experimental stress analysis. 2nd ed., New York, U.S.A.: McGraw-Hill, Inc., 1978. 3~336.