

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.08.004

应用缺口件进行曲轴疲劳分析的可行性研究*

李建锋¹, 钟剑锋², 孙嵩松², 刘震涛^{2*}

(1. 潍柴动力股份有限公司 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊 261061;

2. 浙江大学 动力机械及车辆工程研究所, 浙江 杭州 310027)

摘要:为了探索用标准缺口件替代实际曲轴进行疲劳分析的可行性,以某型号曲轴为研究对象,利用有限元方法分析了曲轴的受力状态。以此曲轴为基础,分别设计了适用于该曲轴的圆形缺口件和椭圆形缺口件,研究了二者的尺寸参数对应力分布和应力梯度分布的影响,提出了两种缺口件的优选设计方法,并完成了两种缺口件的优选设计,最后对椭圆形缺口件有限元计算结果和曲轴弯曲疲劳试验中圆角应力测试结果进行了对比分析。研究表明:椭圆形缺口件在应力状态、应力梯度两方面都比圆形缺口件具有更高的等效精度,其最大应力的有限元计算结果与曲轴弯曲疲劳试验结果的最大误差小于2.07%,从而验证了应用椭圆形缺口件进行曲轴疲劳分析的可行性。

关键词:曲轴;缺口件;可行性;试验

中图分类号:TH123. +3;TK413.3 +1;TK427

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2018)08-0799-06

Feasibility of crankshaft fatigue analysis using notched specimen

LI Jian-feng¹, ZHONG Jian-feng², SUN Song-song², LIU Zhen-tao²

(1. State Key Laboratory of Internal Combustion Engine Reliability, Weichai Power Co., Ltd., Wei fang 261061, China; 2. Power Machinery & Vehicular Engineering Institute, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: The study was carried out aiming to explore the feasibility of replacing the actual crankshaft with a standard notched specimen for fatigue analysis. A type of crankshaft was taken as the research object and the stress state was analyzed using the finite element method. The circular and elliptical notched specimens were designed based on the crankshaft. The influence of size parameters towards the stress distribution and stress gradient distribution was investigated. Optimization design method was proposed, and the finite element calculation and crankshaft bending fatigue test results of elliptical notch specimen were also compared. The results show that the elliptical notched specimen has higher equivalent precision than the circular one both in stress state and stress gradient, and the maximum error between them is less than 2.07%, which verifies the feasibility of applying elliptical notch specimen to crankshaft fatigue analysis.

Key words: crankshaft; notched specimen; feasibility; test

0 引言

随着发动机强化程度的不断提高,曲轴所承受的载荷越来越大,对其要求也越来越高。由于曲轴结构的复杂性,其应力集中十分严重,特别是在曲柄销圆角

和主轴颈圆角部位,曲轴失效位置也往往发生在这些部位,准确获取曲轴的疲劳极限对曲轴疲劳可靠性研究具有重要意义^[1-2]。

目前,常用疲劳试验方法得到疲劳极限,但疲劳试验往往存在试验周期长、试验成本高的问题。为了解决这些不足,国内外研究者们提出了临界理论方

收稿日期:2017-11-06

基金项目:内燃机可靠性国家重点实验室开放基金资助项目(SKLER-201602)

作者简介:李建锋(1977-),男,浙江余姚人,高级工程师,主要从事发动机零部件可靠性方向的研究。E-mail:lijf@weichai.com

通信联系人:刘震涛,男,教授,博士生导师。E-mail:liuzt@zju.edu.cn

法^[3-4]、应力应变场强法、隐式梯度法、裂纹模拟方法^[5-6]、等效标准缺口件等方法^[7-11],目的是更准确更有效地预测曲轴疲劳极限。裂纹模拟方法和等效标准缺口件方法的技术思路基本一致,都是将实际曲轴等效为某一标准体,但进一步的研究表明,等效标准缺口件方法比裂纹模拟方法精度更高,等效效果更好。等效标准缺口件的优势在于可以将经过特殊工艺处理的实际构件等效为相同材料、相同工艺处理的标准缺口件,从而消除材料分散性和制造加工工艺等因素对等效疲劳分析结果的影响。

目前对缺口件的疲劳极限预测已有了大量的研究^[12-16],也达到了较高的精度,若能将曲轴等效为标准缺口件,则能够应用缺口件对曲轴进行疲劳分析。

本文将对曲轴等效为圆形和椭圆形的标准缺口件进行优选设计,并对其等效的可信度进行试验验证。

1 曲轴单拐受力状态分析

1.1 曲轴的有限元分析

以某型号曲轴为研究对象,建立曲轴单拐模型,利用有限元法对其进行受力分析,其有限元模型如图 1 所示。

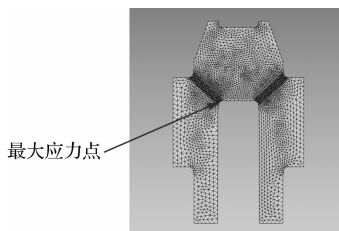


图 1 曲轴有限元模型

根据圣维南原理,曲轴的边界条件可以等效为在曲轴的左主轴颈端面约束住所有的自由度,同时在对称截面约束住平动自由度。曲轴的弯矩载荷施加在右截面,为试验载荷的一半,曲轴圆角应力集中处在一个受力历程内的应力计算结果如表 1 所示。

表 1 曲轴圆角应力状态的变化

类型	σ_{11}	σ_{22}	σ_{33}	σ_{12}	σ_{13}	σ_{23}
拉伸	120.56	208.186	203.037	5.71947	1.777 76	-172
压缩	-120.56	-208.186	-203.037	-5.71947	-1.777 76	172
σ_m	0	0	0	0	0	0
$\Delta\sigma$	241.12	416.372	436.074	11.438 94	3.555 52	344

表 1 中,拉伸和压缩分别表示曲轴的曲柄圆角在受到对称弯矩作用下,最大拉伸和压缩应力; σ_m 及 $\Delta\sigma$ 分别表示曲轴圆角在一个受力历程内的平均应力及应力幅值。

由表 1 可以看出:曲轴受到对称循环载荷的作用。其载荷特征为:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1 \quad (1)$$

式中: σ_{\min} —最小应力; σ_{\max} —最大应力。

1.2 曲轴的受力状态分析

当材料所受应力状态不同时,材料内部应力集中程度与塑性变形也将不同,因此,在曲轴疲劳分析中研究其内部的应力状态,对研究曲轴的疲劳断裂过程有着重要意义。

反映材料应力状态的参数主要有应力三轴度 η 、应力 Lode 参数 μ ,以及应力状态软性系数 α 。其中,应力三轴度 η 是基于最小应变能密度因子理论而提出的,其物理含义在于材料的形变能密度最小处,其体变能最大,该处最容易发生疲劳断裂,因此,选择该参数作为应力状态的表征量。

应力三轴度 η 的定义如下:

$$\eta = \frac{\sigma_H}{\sigma_M} \quad (2)$$

式中: σ_H —静水压力; σ_M —Von Mises 应力。

记录从曲轴的最大应力点(如图 1 连杆轴颈圆角所示),深入到曲轴内部一段距离的应力值(沿黑线往最大应力点左上方),共选取 11 个单元节点,标号为 1, 2...11,对其进行应力状态分析,其曲轴应力梯度分布结果如图 2 所示(后续分析图表中横坐标数字同样表示相应的单元节点标号)。

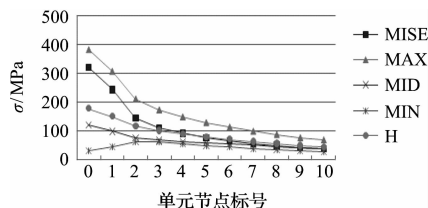


图 2 曲轴应力梯度分布

曲轴应力状态分布如图 3 所示。

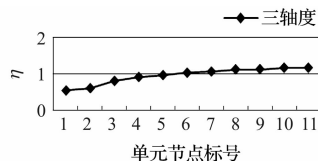


图 3 曲轴应力状态分布

图 3 中,MISE 表示曲轴有限元模型节点的 Von Mises 等效应力,MAX、MID 和 MIN 分别表示 3 个主应力,H 表示静水压力,横坐标表示单元节点标号。

2 圆形缺口件的优选设计

2.1 圆形缺口件的尺寸参数

根据力学理论,对于由同等材料制成的实际构件与缺口件,在受力状态与载荷变化历程相同的前提下,

二者的疲劳损伤过程理论上应该是一致的。因此通过设计并选择合适形式的缺口件,使其在载荷作用下的受力状态与变化历程与实际构件一致,便可实现标准缺口件与实际构件的等效。

依据这一理论,可设计圆形缺口件,结构如图4所示。

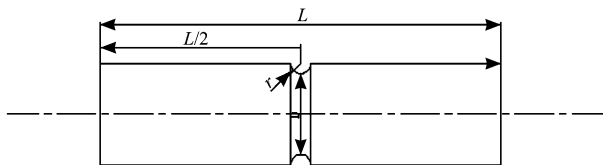


图4 圆形缺口件结构示意图

表2 圆形缺口件应力状态的变化

类型	σ_{11}	σ_{22}	σ_{33}	σ_{12}	σ_{13}	σ_{23}
拉伸	15.226 7	484.429	107.021	0.032 639 5	-9.719 12	0.004 441 86
压缩	-15.226 7	-484.429	-107.021	-0.032 639 5	9.719 12	-0.004 441 86
σ_m	0	0	0	0	0	0
$\Delta\sigma$	30.453 4	968.858	214.042	0.065 279	19.438 24	0.008 883 72

注:表中各参数含义与表1的相同,其载荷特征为 $r = -1$

2.3 圆形缺口件的尺寸参数对应力分布的影响

2.3.1 圆形缺口件长度L对应力分布的影响

本研究选取 $d = 43 \text{ mm}$, $r = 10 \text{ mm}$ 的圆形缺口件,对其进行不同长度下的有限元计算,载荷为作用在缺口件的上表面的弯矩,大小为 $1\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$,边界条件为约束缺口件底面的所有自由度和对称截面的平移自由度,圆形缺口件应力分布计算结果如图5所示。

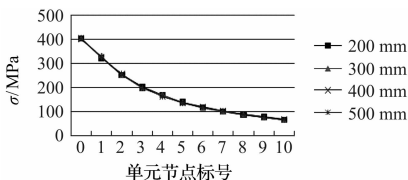


图5 不同长度下的圆形缺口件应力分布

由图5可知:在保持圆形缺口件的直径和缺口半径以及载荷大小不变的情况下,单独改变缺口件的长度,对缺口件应力分布几乎没有影响。因此,在后续的缺口件优选过程中,不再将缺口件长度作为改变参数,而是统一一定为 200 mm 。

2.3.2 圆形缺口件缺口半径r对应力分布的影响

本研究取 $L = 200 \text{ mm}$, $d = 43 \text{ mm}$ 的缺口件,对其进行不同缺口半径下的有限元计算。为了能够更准确地进行对比,调整各尺寸下缺口件所受载荷值,使其最大应力与曲轴最大应力相同,观察期应力变化梯度,结果如图6所示。

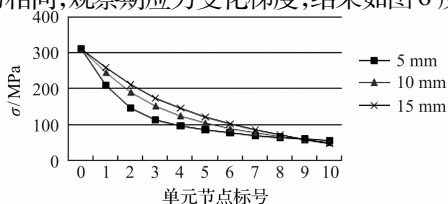


图6 不同半径下的圆形缺口件应力分布

圆形缺口件的结构尺寸参数包括缺口件长度 L , 缺口件直径 d 以及缺口半径 r , 其中 $d = 43 \text{ mm}$, 与曲轴裂纹扩展的路径长度一致。

2.2 圆形缺口件的有限元及受力状态分析

本研究选取 $d = 43 \text{ mm}$, $r = 10 \text{ mm}$, $L = 200 \text{ mm}$ (该尺寸是试验台能够可靠装夹缺口件的最小长度), 对圆形缺口件进行不同长度下的有限元计算, 载荷为作用在缺口件上表面的对称弯矩, 大小为 $1\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

边界条件为约束缺口件底面的所有自由度和对称截面的平移自由度, 计算结果如表2所示。

由图6可以看出:当缺口件的缺口半径增大时,应力下降的梯度变小。

2.4 圆形缺口件的优选设计方法

在缺口件和曲轴的疲劳损伤过程中,随着裂纹的扩展,其内部的应力状态也将发生相应的变化,通过改变缺口件的缺口半径,构造与曲轴的应力状态最为接近的缺口件,最优解的选择方法为同一距离点的两应力差值百分比之和 D 最小,即:

$$D = \sum_{i=0}^{10} \left| \frac{\sigma_{in} - \sigma_{ic}}{\sigma_{in}} \right| \quad (3)$$

式中: σ_{in} —曲轴在该深度下的 Von Mises 等效应力;
 σ_{ic} —缺口件在该深度下的 Von Mises 等效应力。

经计算得到该尺寸的缺口件与曲轴之间的 D 值为 0.7175 。二者的应力梯度及应力状态对比如图(7,8)所示。

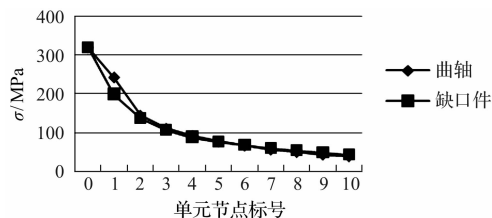


图7 曲轴与圆形缺口件应力梯度分布

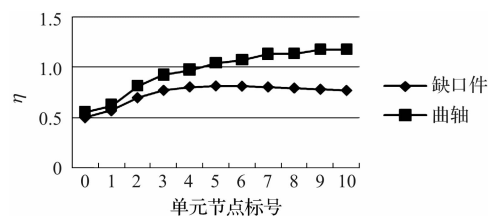


图8 曲轴与圆形缺口件应力状态对比

3 椭圆形缺口件的优选设计

3.1 椭圆形缺口件的尺寸参数

椭圆形缺口件的结构尺寸参数包括缺口件长度 L ，缺口件直径 d 以及缺口的长轴半径 a 以及短轴半径 b 。椭圆形缺口件结构示意图如图 9 所示。

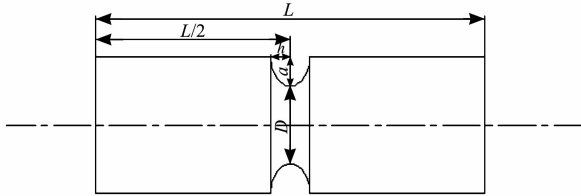


图 9 椭圆缺口件结构示意图

表 3 椭圆形缺口件应力状态的变化

	σ_{11}	σ_{22}	σ_{33}	σ_{12}	σ_{13}	σ_{23}
拉伸	16.726	363.242	93.742 8	0.387 076	- 8.119 56	0.023 909 3
压缩	- 16.726	- 363.242	- 93.742 8	- 0.387 076	8.119 56	- 0.023 909 3
σ_m	0	0	0	0	0	0
$\Delta\sigma$	33.452	726.484	187.4856	0.774 152	16.239 12	0.047 818 6

注:表中各参数含义与表 1 的相同,其载荷特征为 $r = -1$

缺口件的上表面的弯矩,大小为 $1\ 000\ \text{N} \cdot \text{m}$,边界条件为约束缺口件底面的所有自由度和对称截面的平移自由度。计算结果与圆形缺口件的相同,即在保持椭圆形缺口件的长、短轴以及载荷大小不变的情况下,单独改变缺口件的长度,对缺口件应力分布几乎没有影响。因此,在后续的缺口件优选过程中,不再将缺口件长度作为改变参数,而是统一为 $200\ \text{mm}$ 。

3.3.2 椭圆形缺口件短轴 b 对应力分布的影响

本研究选取 $a = 10\ \text{mm}$, $d = 43\ \text{mm}$, $L = 200\ \text{mm}$ 的椭圆形缺口件,对其进行不同短轴下的有限元计算,载荷为作用在缺口件的上表面的弯矩。

为了能够更准确地对比,调整各尺寸下缺口件所受载荷值,使其最大应力与曲轴最大应力相同,计算结果如图 10 所示。

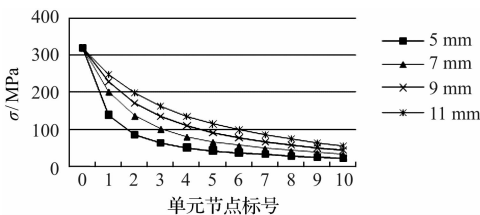


图 10 椭圆形缺口件应力分布随短轴变化

由图 10 可以看出:当椭圆形缺口件的短轴增大时,应力下降的梯度变小,这是因为随着椭圆缺口件的短轴长度的增加,缺口的应力集中系数变小。

3.2 椭圆形缺口件的有限元及受力状态分析

本研究选 $d = 43\ \text{mm}$, $a = 10\ \text{mm}$, $b = 5\ \text{mm}$, $L = 200\ \text{mm}$ 的椭圆形缺口件,对其进行不同长度下的有限元计算,载荷为作用在缺口件的上表面的对称弯矩,大小为 $1\ 000\ \text{N} \cdot \text{m}$ 。

边界条件为约束缺口件底面的所有自由度和对称截面的平移自由度,计算结果如表 3 所示。

3.3 椭圆形缺口件的尺寸参数对应力分布的影响

3.3.1 椭圆形缺口件长度 L 对应力分布的影响

本研究选取 $a = 10\ \text{mm}$, $b = 5\ \text{mm}$ 的椭圆形缺口件,对其进行不同长度下的有限元计算,载荷为作用在

3.3.3 椭圆形缺口件长轴 a 对应力分布的影响

本研究选取 $b = 5\ \text{mm}$, $d = 43\ \text{mm}$, $L = 200\ \text{mm}$ 的椭圆形缺口件,对其进行不同长轴下的有限元计算,载荷为作用在缺口件的上表面的弯矩,为了能够更准确地对比,调整各尺寸下缺口件所受载荷值,使其最大应力与曲轴最大应力相同,计算结果如图 11 所示。

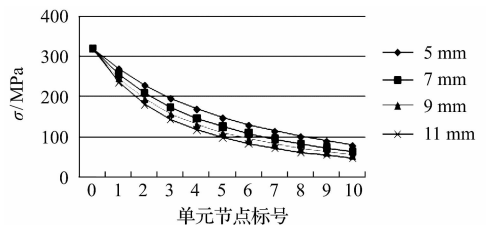


图 11 椭圆缺口件应力分布随长轴变化

由图 11 可以看出:当缺口件的长轴增大时,应力下降的梯度变大,这是因为随着椭圆缺口件长轴的增长,缺口的应力集中系数变大。

3.4 椭圆形缺口件的优选设计结果

综上所述,对于椭圆形缺口件,在缺口件直径一定 ($d = 43\ \text{mm}$) 的情况下,以椭圆形缺口件的长、短轴为变量,进行不同尺寸缺口件的有限元模型构造,并对计算结果进行优选,使得缺口件的应力梯度与曲轴误差最小,最后求得缺口件的缺口尺寸参数为 $a = 15\ \text{mm}$, $b = 10\ \text{mm}$ 。

椭圆形缺口件与曲轴的应力梯度及应力状态对比如图(12,13)所示。

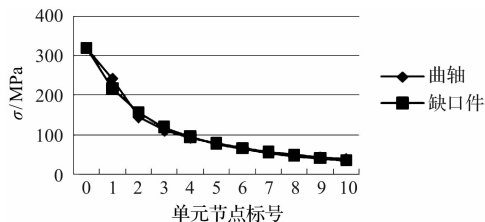


图 12 曲轴与椭圆形缺口件应力梯度分布

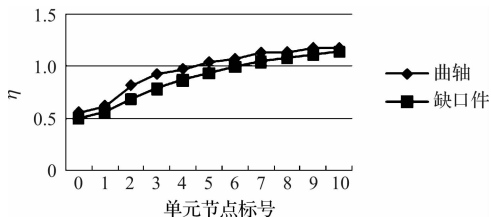


图 13 曲轴与椭圆形缺口件应力状态对比

当 $a = 15 \text{ mm}$, $b = 10 \text{ mm}$ 时,经公式(3) 计算得到该尺寸下的缺口件与曲轴的 D 值为 0.517。通过对比可以发现相比较圆形缺口件,椭圆形缺口件无论是应力梯度还是应力状态,都比圆形缺口件更加接近实际的曲轴。

4 实验及结果分析

在曲轴弯曲疲劳试验中,通过由电机、偏心轮、主动臂、从动臂组成的加载系统,对曲轴进行对称载荷加载,以模拟曲轴实际工况中的疲劳损伤过程。当曲轴在疲劳加载过程中出现裂纹萌生和扩展,曲轴的刚度逐渐下降,响应加速度逐渐变大,系统通过反馈控制降低电机的转速,以保持对曲轴的恒幅加载。当电机转速下降到一定值之后,就认为曲轴失效。

曲轴为非对称结构,在对称载荷作用下的疲劳损伤过程中,裂纹的萌生以及扩展,都只出现在连杆轴颈的圆角结构处;而缺口件为对称结构,在对称载荷作用下,理论上缺口件的两侧缺口都将出现裂纹,且以同样的速率进行扩展。但在实际试验当中,由于制造误差以及缺口件内部缺陷等客观因素的影响,缺口件很难做到两侧缺口的完全对称疲劳,所以直接通过对比缺口件和曲轴的试验结果并不可行。

通过前期讨论及验证,决定采取间接验证法,具体步骤如下图 14 所示。

具体流程为:

- (1) 利用有限元法,确定缺口件的最终结构尺寸,并构造缺口件;
- (2) 针对缺口件和曲轴所受到的对称载荷,进行疲劳损伤仿真计算,得到各自应力集中处的安全系数,并进行对比;

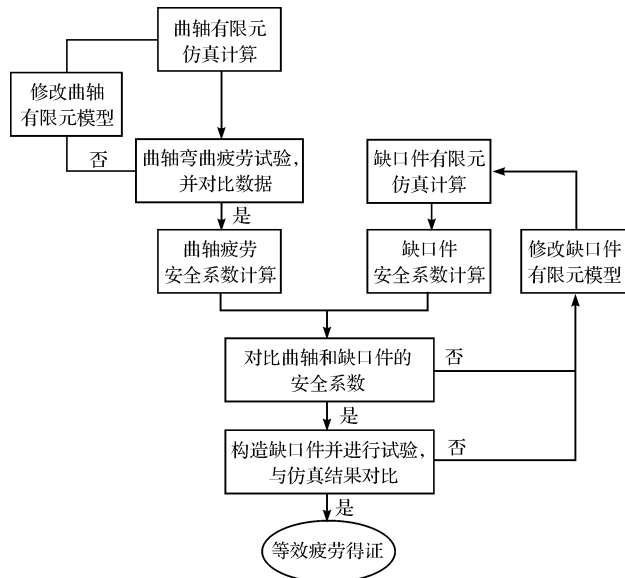


图 14 等效疲劳间接验证流程

(3)对曲轴进行对称载荷下的加载试验,测得曲轴应力集中处的应力(或者应变、固有频率),与缺口件有限元结果进行对比。

通过验证之前有限元计算的准确性,间接证明利用缺口件进行曲轴疲劳分析的可行性。

椭圆形缺口件有限元仿真及曲轴疲劳试验结果对比如下表 4 所示。

表 4 椭圆形缺口件有限元仿真及曲轴疲劳试验结果对比

试验弯矩 /(N·m)	试验圆角应力 /MPa	有限元计算应力 /MPa	相对误差 /(%)
5 646.11	754.6	770.0	2.00
5 916.14	813.1	808.1	-0.60
6 014.33	808.4	820.2	1.40
5 891.59	807.5	803.4	-0.51
5 768.85	807.6	796.7	-1.37
5 867.64	797.9	800.1	0.29
5 965.24	830.4	813.5	-2.07
5 842.50	800.5	796.8	-0.46

由表 4 可以看出:不同弯矩下两者得到的曲轴圆角应力的最大误差小于 2.07%,验证了两者的疲劳等效性。

5 结束语

本研究采用有限元分析的手段得到某一型号曲轴的受力状态,并以此曲轴为基础,分别设计了该曲轴的圆形和椭圆形缺口件,在对比分析了两者的尺寸参数对应力分布和应力梯度分布的影响的基础上,提出了缺口件的优选设计方法和流程。

研究表明:椭圆形缺口件无论是在应力状态还是在应力梯度方面都比圆形缺口件的等效精度更

高,更接近实际曲轴结构。对椭圆形缺口件的有限元计算结果和曲轴疲劳试验结果得到的圆角应力进行了对比分析,结果表明两者的最大误差小于 2.07%,从而验证了应用椭圆形缺口件进行曲轴疲劳分析的可行性。

参考文献 (References):

- [1] 陈晓平. 发动机曲轴疲劳极限载荷预测方法研究[D]. 杭州:浙江大学机械工程学院,2011.
- [2] 周 迅. 曲轴疲劳行为及可靠性的理论与试验研究[D]. 杭州:浙江大学机械工程学院,2006.
- [3] 尚德广,王大康,李 明. 基于临界面法的缺口件多轴疲劳寿命预测[J]. 机械强度,2003,25(2):212-214.
- [4] CICERO S, MADRAZO V, CARRASCAL I. Assessment of notched structural components using assessment diagrams and the theory of critical distances[J]. **Engineering Fracture Mechanics**, 2011,78(16):2809-2825.
- [5] TAYLOR D, CARR A J. The crack-modelling technique: optimization of the parameters[J]. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, 1999,22(1):41-50.
- [6] CHEN X P, YU X L, HU R F, et al. Prediction of crankshaft fatigue limit load by crack-modeling technique[J]. **Journal of Advanced Manufacturing Systems**, 2011,10(1):127-134.
- [7] WEE J, CHOI B. Modeling of axisymmetric slow crack growth of high-density polyethylene with circular notched bar specimen using crack layer theory[J]. **International Journal of Solids and Structures**, 2016(97-98):189-199.
- [8] 奚 蔚,姚卫星. 缺口件疲劳寿命分布预测的有效应力法[J]. 固体力学学报,2013,34(2):205-212.
- [9] 奚 蔚,姚卫星. 一种新的缺口件疲劳寿命分布计算模型[J]. 科学技术与工程,2013,13(10):2676-2681.
- [10] SUSMEL L, ATZORI B, MENEGHETTI G, et al. Notch and mean stress effect in fatigue asphenomena of elastoplastic inherent multiaxiality[J]. **Engineering Fracture Mechanics**,2011,78(8):1628-1643.
- [11] JIANG Y, XU B. Deformation analysis of notched components and assessment of approximate methods[J]. **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, 2001,24(11):729-740.
- [12] GHELICHI R, BERNASCONI A, GUAGLIANO M. Geometrical optimization of notches under multi-axial fatigue loading[J]. **International Journal of Fatigue**, 2011,33(8):985-991.
- [13] 奚 蔚,姚卫星. 一种考虑尺寸效应的缺口件疲劳寿命预测方法[J]. 南京航空航天大学学报,2013,45(4):497-502.
- [14] 苏文献,朱国梁,周飞鸽. 基于欧美压力容器规范的开孔接管结构疲劳寿命研究[J]. 轻工机械,2016,34(2):42-48.
- [15] CUESTA I I, DÍAZ A, ALEGRE J M. The use of deeply double edge notched small punch specimens for the determination of the essential work of fracture (EWF) parameters in polymer sheets[J]. **Theoretical and Applied Fracture Mechanics**, 2016(86):84-88.
- [16] TU S, REN X, NYHUS B, et al. A special notched tensile specimen to determine the flow stress-strain curve of hardening materials without applying the Bridgman correction[J]. **Engineering Fracture Mechanics**,2017(179):225-239.

[编辑:周昱晨]

本文引用格式:

李建锋,钟剑锋,孙嵩松,等. 应用缺口件进行曲轴疲劳分析的可行性研究[J]. 机电工程,2018,35(8):◆-◆,◆.

LI Jian-feng, ZHONG Jian-feng, SUN Song-song, et al. Feasibility of crankshaft fatigue analysis using notched specimen[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2018,35(8):◆-◆,◆.
《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>