第 23 卷 第 4 期
2016 年 8 月

塑性工程学报
JOURNAL OF PLASTICITY ENGINEERING

Vol. 23 No. 4
Aug. 2016

doi:10.3969/j.issn.1007-2012.2016.04.026

含裂纹曲轴动力学分析及裂纹扩展剩余寿命研究*

（西南石油大学 机电工程学院，成都 610500） 陈 波 肖 祥 何 畏
（东风南充汽车有限公司，南充 637000） 杨志勇 张自立

摘 要：曲轴在工作过程中不断受到重复性冲击载荷的作用，轴颈圆角处容易因为疲劳破坏而产生裂纹，但曲轴从开始出现裂纹直至断裂仍有一定的寿命。运用 ADAMS 和 ANSYS 软件对曲轴进行了刚柔耦合的动力学分析，得到各个连杆轴颈上的载荷谱。在 ANSYS 中将得到的载荷谱加载到曲轴连杆轴颈上，将加载完的模型导入 FRANC3DV6.0 软件，设置初始裂纹，进行裂纹扩展计算并运用 Pairs 公式进行寿命预测。结果表明，当裂纹深度达到 21.21 mm 时，应力强度因子达到材料的断裂韧性，曲轴发生折断；含裂纹曲轴从出现裂纹到折断过程中，剩余寿命为 5.91×10^6 次。

关键词：含裂纹曲轴；裂纹扩展；剩余寿命
中图分类号：U464.133$^+$.3 **文献标识码**：A **文章编号**：1007-2012（2016）04-0154-06

Crank shaft dynamics analysis with crack and residual life study of crack propagation

CHEN Bo XIAO Xiang HE Wei
(School of Mechatronic Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500 China)
YANG Zhi-yong ZHANG Zi-li
(Dongfeng Nanchong Automobile Co., Ltd., Nanchong 637000 China)

Abstract: Due to repeatable impact load on the crank shaft, the crack is easy to appear in the journal fillet of crankshaft since the fatigue failure. Crankshaft has a certain life after the crankshaft begins to appear cracks. By using ADAMS and ANSYS software, the dynamics analysis of rigid flexible coupling simulation is conducted to obtain a load spectrum of each Crankshaft Rod Journal. The obtained load spectrum is then loaded onto the Crankshaft Rod Journal by using ANSYS analysis. After that, the load of the model is imported into the V6.0 FRANC3D software, and the initial crack is introduced. The crack propagation is simulated and the residual life of the Crankshaft Rod Journal is predicted by Pairs formula. The results show that, when the crack depth reaches 21.21 mm, the stress intensity factor can reach the fracture toughness of the material and the crankshaft is broken; the residual life of the cracked crankshaft is 5.91×10^6 times during the crack.

Key words: crankshaft with crack; crack propagation; residual life

引 言

随着发动机高转速、大功率、小型化的发展趋势，对发动机曲轴的强度、刚度、及其可靠性的要求不断提高。由于燃烧室的循环发火，曲轴在工作过程中不断受到重复性冲击载荷的作用，从而致使曲轴容易出现弯曲疲劳导致裂纹萌生，裂纹萌生时主要发生在轴颈圆角处。曲轴一旦因疲劳产生裂纹，在裂纹处将出现严重的应力集中，曲轴的承载能力将大大减弱，并随着裂纹不断扩展最后折断。经典的疲劳寿命分析理论认为曲轴上一经出现裂纹就已报废。但是，在实际的生产应用中，首先，很难判定曲轴上是否有裂纹产生；其次，曲轴上从裂纹开始萌生经过裂纹扩展直到曲轴断裂，这阶段含裂纹曲轴仍具有一定的寿命。

*四川省科技厅科技支撑计划资助项目（2015GZ0159）。
通讯作者：陈 波 E-mail：swpu1965@163.com
作者简介：陈 波，男，1965 年生，辽宁复县人，教授，硕士，研究方向为计算机辅助人机设计，机械设计与研究
收稿日期：2015-07-21；修订日期：2015-12-21

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

目前，对于无裂纹曲轴应力有限元分析已有大量研究[1-4]。但对于含裂纹曲轴的分析则较少。其中，邵慰严等[5]对带裂纹曲轴疲劳强度计算方法进行了研究，提出一种疲劳强度计算的新概念。王广钦等[6]对含裂纹柴油机曲轴应力强度因子进行计算，并拟合得到 16V240ZJB 柴油机曲轴的几何形状因子表达，为该型号柴油机曲轴的疲劳断裂及断裂可靠性分析提供了必要的基础。雷宣扬等[7]从理论出发采用振动分析法对曲轴裂纹故障进行分析，得出含有裂纹的曲轴的非线性振动响应，为曲轴在线监测提供理论依据。周迅等[8]提出了一种应用于裂纹尺寸动态测量的扫频法，在谐振式曲轴疲劳试验机上取得了良好的效果，该方法有利于通过试验来研究特有的疲劳裂纹扩展规律。韩厚祥等[9]创新性的运用系统动力学和断裂力学相耦合的方法对含裂纹曲轴-轴承系统进行动力学和断裂力学研究，得到曲轴在不同裂纹深度下的动力学响应，并对裂纹扩展剩余寿命进行理论估算。

针对上述曲轴研究的主要弊端，如采用刚性体曲轴，未考虑主轴轴承的影响，在进行曲轴裂纹扩展寿命计算时对裂纹扩展分段计算。这些问题将严重影响研究结果的准确度。因此，本文将建立对主轴颈采用弹性支承的刚柔耦合的动力学模型，并使用专业的裂纹扩展软件 FRANC3DV6.0 对内燃机曲轴进行裂纹扩展数值模拟及裂纹扩展剩余寿命计算。

1　刚柔耦合系统动力学仿真

在 Pro/E 中建立曲轴-连杆系统装配模型，动力学仿真模型运用 ADAMS 建立，曲轴的模态中性文件在 ANSYS 中生成，本文试验用机为东风 NQ140BN5 系列 NG 四缸发动机。曲轴材料为 QT800-2，材料基本参数如表 1 所示。动力学模型如图 1 所示，4 个连杆轴颈从左到右编号依次为 1、2、3、4。

表 1　QT800-2 材料基本参数

Tab. 1　Basic parameters of QT800-2 material

材料	弹性模量/MPa	泊松比	密度/ $kg \cdot m^{-3}$	断裂韧性/ $MPa \cdot \sqrt{mm}$
QT800-2	2×10^5	0.3	7850	1100

1.1　施加主动载荷及约束

将 NQ140BN5 系列 NG 内燃机燃烧室内压强 P 作为曲轴-连杆系统的主动力，将其看作分布力作用在活塞的上表面，燃烧室内压强与活塞上表面面积的乘积就是压力值。4 个燃烧室内作用的压强大小基本相同，只是各个出现峰值的时刻不同，分别相差 180°的点火间隔。在 ADAMS 中通过将压力数据导入，利用 ADAMS 中的 Akima 样条曲线的拟合技术将导入的数据生成活塞作用力的样条曲线 spline，如图 2 所示，该加载方法具有高速准确的特点[10]。本四缸发动机的点火顺序是 1-3-4-2，根据四缸发动机点火顺序来确定施加在活塞表面气体压力的条件，将压力的样条曲线施加到活塞表面利用的是 AKISPL 函数，实现的函数方程为：

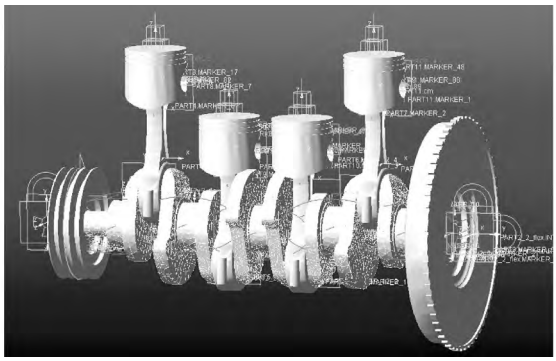

图 1　刚柔耦合动力学模型

Fig. 1　Rigid flexible coupling dynamic model

AKISPL(angle,0,spline-name,0)　　(1)

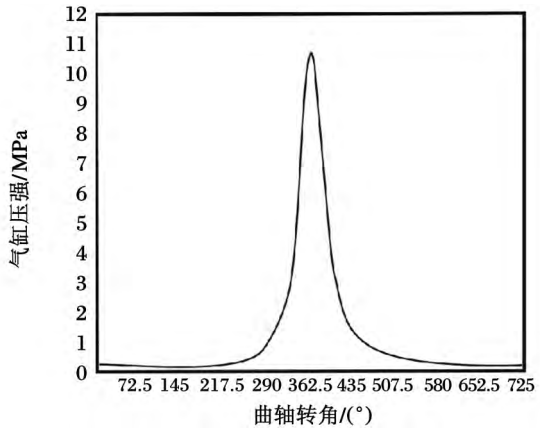

图 2　气缸内压强随曲轴转角变化

Fig. 2　Variation of the pressure inside the cylinder with the crank angle

在实际应用中，主轴颈处的支撑是弹性的，在动力学分析中利用 ENGINE 提供的力元模拟曲轴受弹簧支撑的情形[11]。根据柴油机手册的推荐数值，曲轴两端主轴颈的弹性系数取 $4.9\times10^5\ N \cdot mm^{-1}$，中间的主轴颈弹性系数 $9.8\times10^5\ N \cdot mm^{-1}$，结构的阻尼一般比较小，设为 $10\ N \cdot mm^{-1}$。

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

1.2 系统动力学仿真结果

本文计算了曲轴在转速 1 200 r·min^{-1}时，一个周期（两转）各个连杆轴颈上的径向载荷。计算结果发现各缸压爆发时连杆轴颈上载荷最大，其中离飞轮最近的连杆轴颈 4 上的最大载荷略大于其他连杆轴颈，最大值为 115 840 N，图 3 为各个连杆轴颈的径向载荷谱。

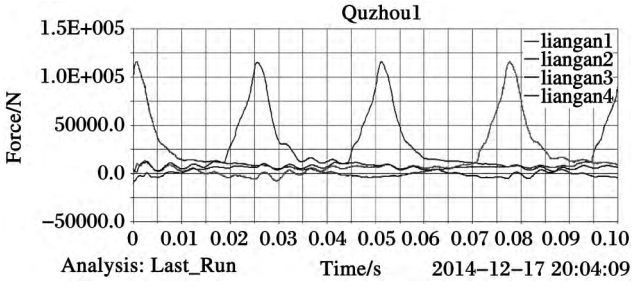

图 3 曲轴各连杆轴颈径向载荷

Fig. 3 Radial load of the connecting rod journal of the crankshaft

2 FRANC3D 软件及裂纹扩展理论

2.1 FRANC3D 软件简介

FRANC3D V6.0（Fracture Analysis Code for 3D/Version 6.0）是美国 FAC 公司开发的新一代裂纹分析软件，用来计算工程结构在任意复杂的几何形状、载荷条件和裂纹形态下的三维裂纹扩展和疲劳寿命以及微动疲劳裂纹萌生寿命（包括裂纹萌生位置和起裂方向），进而计算结构的全寿命。其工作流程如图 4 所示。

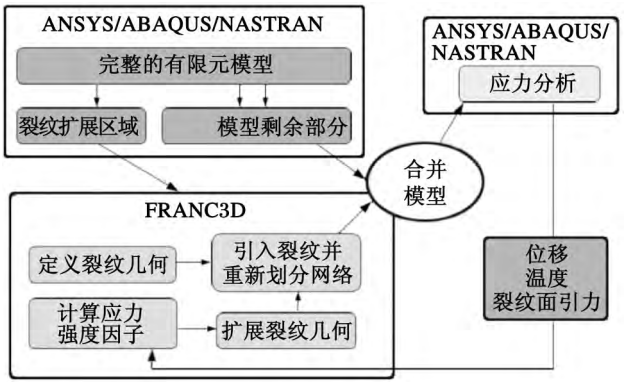

图 4 FRANC3D V6.0 的工作流程

Fig. 4 Workflow of FRANC3D V6.0

2.2 曲轴裂纹扩展与寿命预测的基本理论

内燃机曲轴在实际运转过程中，出现的裂纹形式多为Ⅰ-Ⅱ-Ⅲ复合型的裂纹，为了计算比较复杂的Ⅰ-Ⅱ-Ⅲ复合型裂纹的裂纹扩展问题，首先需要引入Ⅰ-Ⅱ-Ⅲ复合型裂纹的扩展判据。对于复合型裂纹扩展的判据，国内外已经进行了较深入研究并提出了多种复合型裂纹脆性断裂的理论，这些理论都是以应力、位移或能量为参数进行的分析，目前应用较为广泛的主要有最大周向应力准则、能量释放率准则、应变能密度因子准则 3 种复合型断裂准则[12]。

对于Ⅰ-Ⅱ-Ⅲ复合型裂纹，根据应变能密度因子准则有：

$$K_{\mathrm{I\,eq}}=\sqrt{(K_{\mathrm{I}}+K_{\mathrm{II}})^2+\frac{1}{1-2\nu}K_{\mathrm{III}}^2} \tag{2}$$

裂纹失稳的判据为

$$K_{\mathrm{I\,eq}}=K_{\mathrm{I\,C}} \tag{3}$$

裂纹扩展寿命通过 Pairs 公式，可得：

$$\frac{\mathrm{d}a}{\mathrm{d}N}=C(\Delta K)^m \tag{4}$$

即

$$N=\int_{a_0}^{a_c}\frac{1}{C(\Delta K)^m}\mathrm{d}a \tag{5}$$

式中 $K_{\mathrm{I\,eq}}$——等效应力强度因子

K_{I}，K_{II}，K_{III}——Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ型裂纹的应力强度因子

$K_{\mathrm{I\,C}}$——材料断裂韧度

ν——泊松比

a——裂纹尺寸

N——应力循环次数

a_0——裂纹初始长度/mm

a_c——裂纹临界尺寸/mm

ΔK——强度因子幅度

C，m——裂纹扩展参数，描述材料疲劳裂纹扩展性能的基本参数，由实验确定

3 曲轴裂纹扩展仿真计算

3.1 计算模型建立

将本文 Pro/E 中建立的曲轴模型进行简化，只取曲轴的一个曲拐部分，并将轴肩的平衡块部分简化。根据传统的轴颈油膜压力应力分布规律，将动态仿真力以面载荷的形式施加于连杆轴颈上，沿轴向按二次抛物线规律分布；沿圆周方向 120°范围内按余弦规律分布。使用公式加载的方式，将图 3 中受力最大的连杆轴颈 4 的径载荷谱按上述规律进行加载。主轴采用固定约束。简化模型及边界条件如图 5 所示。

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

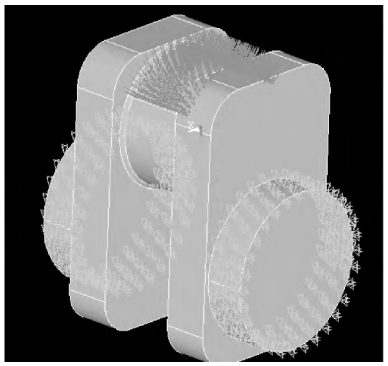

图 5　简化模型及边界条件

Fig. 5　Simplified model and boundary conditions

3.2　曲轴裂纹引入

发动机在实际运转过程中，曲轴不断受到重复性冲击载荷的作用，使连杆轴颈圆角处出现振幅较大的连续循环应力，此循环应力容易使曲轴发生疲劳，导致裂纹萌生，因此，连杆轴颈圆角处容易出现裂纹。结合图 4 各个连杆轴颈上的径向载荷谱，可看出第 4 连杆轴颈圆角处出现裂纹概率最大，通过调研，此处裂纹通常有如图 5 所示特点：出现在连杆轴颈圆角处，沿着与轴肩夹角 45°的方向，向轴肩内部发展[13]。

根据该厂方提供的数据，设置初始裂纹为半椭圆裂纹，利用 FRANC3D 在曲轴的连杆轴颈圆角处插入裂纹，半椭圆形裂纹短轴即深度 $d=0.8\,\mathrm{mm}$，长轴 $b=1\,\mathrm{mm}$，插入裂纹的曲轴模型如图 6 所示。

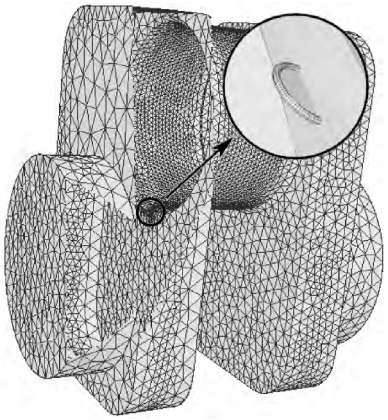

图 6　插入裂纹的曲轴模型

Fig. 6　Crankshaft model with the crack

3.3　曲轴的裂纹扩展及裂纹扩展寿命计算

如图 7 FRANC3D V6.0 软件中模拟的裂纹扩展所示，裂纹在扩展初期，裂纹前沿在沿裂纹深度方向所受的阻力较小，因此裂纹沿此方向的扩展速度快，初期裂纹面近似成半圆形；随着裂纹深度的增加，在连杆销上载荷的作用下，裂纹深度方向所受的驱动力逐渐减小，而裂纹宽度方向左右两个扩展前沿上所受的驱动力逐渐增加，此时裂纹宽度方向的扩展速度赶超裂纹深度方向，裂纹面成椭圆形且长轴与短轴的比逐渐增大；当长短轴比例达到一定时，两个裂纹扩展方向上的驱动力也达到平衡，此时裂纹将沿裂纹前沿等速扩展。

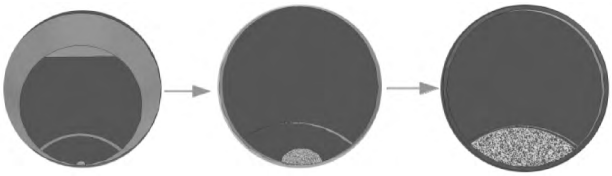

图 7　裂纹扩展

Fig. 7　Crack propagation

含裂纹曲轴模型进行自动裂纹扩展模拟，随着裂纹的扩展，裂纹前缘的应力强度因子不断增大，扩展过程中最大等效应力强度因子 $K_{\max}^{\mathrm{equiv}}$ 的变化历程，如图 8 所示。通过裂纹扩展模拟得出当裂纹深度 $a=21.21\,\mathrm{mm}$ 时，最大等效应力强度因子 $K_{\max}^{\mathrm{equiv}}=1131.62\,\mathrm{MPa}\cdot\sqrt{\mathrm{mm}}$，大于材料的断裂韧性，即已进入断裂失稳，此时曲轴很快会被折断。

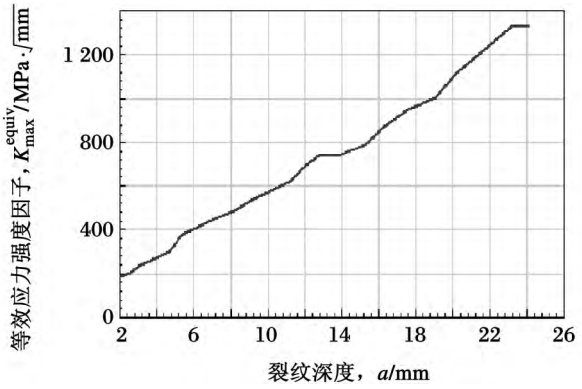

图 8　等效应力强度因子随裂纹深度变化

Fig. 8　Stress intensity factor with the change of the long axis of the crack

基于 Pairs 公式，本文中 Pairs 参数 $c=6.89\times10^{-9}$，$m=3$[14]，计算得到曲轴裂纹扩展寿命与应力循环次数的关系，如图 9 所示。从图中可以看出，裂纹萌生的初期，裂纹扩展缓慢，随着应力循环次数的增加，裂纹扩展速度急剧上升，这与断裂力学理论相吻合。当应力循环次数 $N=5.91\times10^{6}$ 次时，最大等效应力强度因子达到断裂韧性，曲轴会迅速断裂失效。从而可以判定曲轴裂纹扩展的寿命约为 5.91×10^{6} 次。

3.4　曲轴疲劳裂纹扩展实验的对比分析

由于实验条件限制，本文采用文献[8]中的实验

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

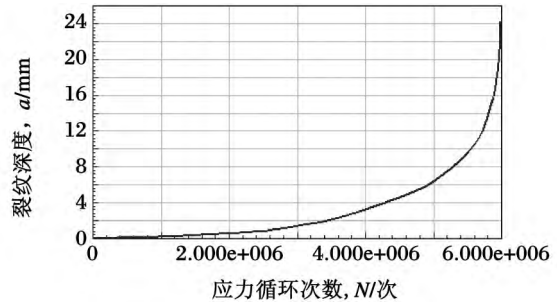

图 9 裂纹深度 a 随载荷循环次数变化

Fig. 9 The change of the depth of the crack with the load cycles number

结果进行对比分析，文献[8]以曲柄销直径为 Φ82 mm的曲轴为实验对象，并以谐振式疲劳试验机为平台在指定应力水平下对曲轴进行了疲劳裂纹扩展的实验。实验的系统采用“静标动测”原理进行了载荷的标定，加载方式采用的是电动机械激振的方式，基本工作原理如图 10 所示[15]。由电动机和偏心轮组成的激振装置安装在主动臂上，两个摆臂 1、3 与曲轴之间刚性连接。运行时电动机驱动偏心轮 2，带动主动摆臂 1 产生受迫振动并藉此带动由两摆臂和曲轴所组成的整个摆体。这样，夹在两个摆臂间的曲轴就受到一个对称载荷的作用，以此模拟曲轴在实际工作时所受的弯曲载荷。实验所用曲轴在额定载荷下的名义工作弯矩约为 2 540 N·m，通过计算得出本文的仿真弯矩为 2 374 N。实验中的边界条件以及曲轴的尺寸都与本文（本文曲轴销直径为78 mm，长度为 41 mm）的相类似，因此本文借鉴文献[8]的实验结果来进行计算结果对比验证。

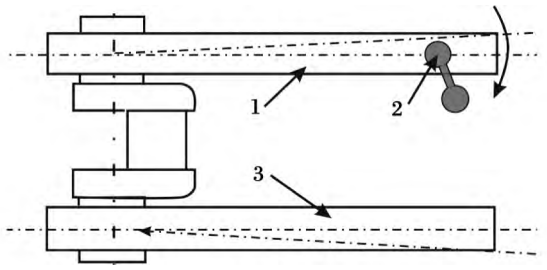

图 10 谐振式曲轴疲劳试验系统的原理简图

Fig. 10 Schematic of the fatigue test system for crankshafts

试验过程中根据曲轴裂纹扩展中谐振系统共振频率下降这一规律，再通过系统扫频试验来动态跟踪裂纹扩展的参照信息。曲轴发生断裂后，根据断口形貌对裂纹的形态和尺寸进行实测，辅助以谐振系统的有限元模态分析来反推裂纹尺寸的确切值，实现了裂纹尺寸的动态测量。其动态测量结果即裂纹随循环次数变化 a-N 曲线，如图 11 所示。可以看出其实验结果与本文仿真所得的结果相吻合，验证了本文模拟的准确性。但是两者中间部分有所差距，主要原因是由于实验曲轴中间部分存在有较大比例的裂纹面处于残余应力区[16]，而本文的模拟扩展部分是在理想条件下不存在应力区。因此导致了仿真与实验有所出入，这也为以后进行相关的裂纹扩展模拟计算及其软件的优化改进提供借鉴。

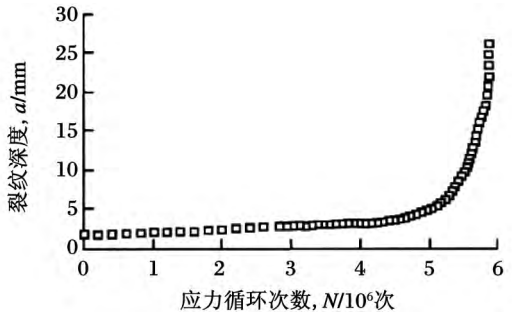

图 11 文献 [8] 中的计算结果

Fig. 11 The results in the literature [8]

4 结 论

1）运用系统动力学分析软件 ADAMS 对曲轴-连杆系统进行了刚柔耦合的动力学分析，得出各连杆轴颈的径向载荷，分析得出连杆轴颈 4 上的载荷最大，最大值达到 115 840 N。

2）在连杆轴颈 4 的圆角处设置初始裂纹，通过 FRANC3D V6. 0 进行裂纹扩展计算，当裂纹深度为 21. 21 mm 时，应力强度因子达到材料断裂韧性，曲轴发生折断。

3）通过 Pairs 公式进行曲轴裂纹扩展寿命预测，通过仿真得出曲轴从出现裂纹到折断的过程中，曲轴可以旋转 5. 91×10^6 转。

参考文献

[1] 王良国，胡德波. 368Q 型发动机曲轴疲劳强度有限元分析[J]. 内燃机学报 2000，18(3)：270-274

[2] 何芝仙，桂长林，李震，等. 基于动力学和摩擦学分析的曲轴疲劳强度分析[J]. 内燃机学报，2008. 26(5)：470-475

[3] 陈渊博，郝志勇，张焕宇. 基于弯曲疲劳试验的柴油机曲轴疲劳寿命分析及改进[J]. 内燃机工程，2011. 32(1)：75-78，84

[4] 孙楠楠，李国祥，白书战，等. 基于应变—寿命理论的曲轴疲劳分析研究[J]. 内燃机工程，2014. 35(6)：60-64，

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

83
[5] 邵慰严，孙浚福，李瑞遐. 带裂纹曲轴疲劳强度计算方法研究[J]. 内燃机工程，1984.(2)：53-60
[6] 王光钦，李幸人，高庆. 含裂纹柴油机曲轴应力强度因子计算[J]. 西南交通大学学报，2002.37(6)：655-658
[7] 雷宣扬，张桂才，陈进，等. 内结合圆角处含有裂纹的曲轴动力学模型[J]. 上海交通大学学报，2006.40(8)：1267-1271
[8] 周迅，俞小莉. 曲轴疲劳裂纹扩展速率测量的扫频法[J]. 浙江大学学报(工学版)，2007.41(11)：1886-1892
[9] 韩厚祥，干洪，何芝仙. 基于 ANSYS 含裂纹曲轴应力强度因子的计算[J]. 热加工工艺，2011.40(9)：13-16
[10] 夏光亮. 发动机曲轴连杆机构的扭振仿真及疲劳分析[D]. 秦皇岛：燕山大学，2012：26-29
[11] 张国庆，黄伯超，浦耿强，等. 汽车发动机曲轴系动态仿真[J]. 系统仿真学报，2006.18(8)：2293-2295＋2299
[12] 伍颖. 断裂与疲劳[M]. 武汉：中国地质大学出版社，2008：52-141
[13] 雷宣扬. 内燃机曲轴动态振动特性模拟及其裂纹故障分析[D]. 大连：大连理工大学，2003：68-107
[14] Kulthida Sripichai，Kamran Asim，Jwo Pan. Stress intensity factor solutions for estimation of fatigue lives of laser welds in lap-shear specimens[J]. Engineering Fracture Mechanics，2011.78(7)：1424-1440
[15] 俞小莉，周迅，刘震涛，等. 智能型曲轴弯曲疲劳试验系统[J]. 兵工学报，2004.25(3)：368-371
[16] 周迅，俞小莉. 曲轴疲劳裂纹扩展规律测试及形成机理分析[J]. 机械工程学报，2008.44(1)：238-242

·消息·

“第十三届全国冲压学术会议”在哈尔滨工业大学召开

“第十三届全国冲压学术年会”于 2016 年 8 月 9～10 日在哈尔滨工业大学召开。本次年会受到全国冲压界的广泛支持和关注，共有 29 个单位、81 位代表参会。其中来自高校代表 69 人，企业代表 12 人。本次年会共收到会议论文 41 篇，会议论文集分为冲压理论及新工艺、冲压工艺及模具设计两个专题。优秀论文将在会后推荐到《塑性工程学报》、《材料科学与工艺》和《锻压技术》等行业期刊上发表。大会紧密结合我国板材成形制造领域的重大需求和发展趋势，为我国高等院校和企业的冲压界同仁提供了一个良好的学术交流平台。

大会由塑性工程分会冲压学术委员会秘书长于海平副教授主持，哈尔滨工业大学副校长、冲压学术委员会主任郭斌教授致开幕词。哈尔滨工业大学崔令江教授、北京航空航天大学万敏教授、哈尔滨工业大学单德彬教授、宝钢集团徐伟力研究员、华中科技大学李建军教授、燕山大学赵军教授、北京机电所钟志平研究员等分段主持了大会报告部分。共有同济大学余海燕教授、一汽集团张晓胜高工等 17 名代表做了各自研究方向的论文报告。与会代表就关心的学术问题进行了热烈的交流和讨论。哈尔滨工业大学郭斌教授作了题为《金属薄板微冲压成形理论与技术》的大会主题报告，从金属薄板微成形的尺寸效应、微冲压工艺及应用、微冲压新技术等方面系统介绍哈工大在薄板微冲压领域的研究进展，并对微冲压技术的发展趋势提出展望。西北工业大学李恒教授做了题为《钛管热弯成形机理、工艺及装备》的大会主题报告，主要介绍了材料和过程表征及建模、协调变形机理与工装设计等方面的研究成果和进展。

本次会议的成功举办得到了金属精密热加工国家重点实验室和先进焊接与连接国家重点实验室的大力支持。

中国机械工程学会塑性工程分会冲压学术委员会

2016 年 8 月 11 日

?1994-2016 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net